

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem pro
hotelový areál

The Design of Co-generation Unit with Piston combustion engine
for hotel

Student:

Bc. Adam Raszyk

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2012

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě18.5.2012.....


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2012

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Adam Raszyk

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Františka Hajdy 16/1233

Ostrava - Hrabůvka

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

RASZYK, A. *Návrh kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem pro hotelový areál : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 83 s. Vedoucí práce: Míka, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem pro hotelový areál. V teoretické části jsou vysvětleny základní pojmy související s kombinovanou výrobou tepla a elektrické energie a popsáno rozdělení kogeneračních jednotek podle pohonného zdroje a velikostí těchto zařízení. V praktické části jsou na základě naměřených spotřeb elektrické energie a tepla v hotelu Komorní Hůrka variantně navrženy kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem. Pro tyto varianty jsou provedeny výpočty a konstrukční návrhy výměníků tepla spaliny – voda a návrhy výměníků tepla voda – voda. Pro obě varianty je zpracováno technicko-ekonomické posouzení případné realizace projektu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

RASZYK, A. *The Design of Co-generation Unit with Piston combustion engine for hotel : Diploma Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 83 p. Thesis head: Míka, J.

This diploma thesis deals with the design of cogeneration units with the piston internal combustion engine for a hotel complex. The theoretical part explains basic concepts with the focus on a combined production of heat and electric power; it also comes with the classification of cogeneration units according to a propulsion source and the size of the device. In the practical part, the cogeneration units with the piston internal combustion engine are alternatively designed with respect to a measured consumption of electricity and heat at the Komorní Hůrka hotel complex. For these variants, the calculations of the structural design of the heat exchanger of “waste gases – water” type and the heat exchanger of “water – water” type are carried out. For both variants, the techno-economic appraisal of possible project implementation is processed.

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc., který mě svými radami, připomínkami a praktickými zkušenostmi vedl při vypracování diplomové práce.

OBSAH:

Seznam použitých značek a symbolů	9
1. Úvod.....	12
2. Kogenerace	13
2.1 Druhy kogeneračních zdrojů	14
2.1.1 Parní turbína v kogeneračním zdroji.....	14
2.1.2 Spalovací turbína v kogenerační jednotce	16
2.1.3 Spalovací motory pro kogenerační jednotky	17
2.1.4 Princip paroplynových tepelných zdrojů	19
2.1.5 Kogenerační zařízení využívající palivové články	19
2.1.6 Stirlingův motor v kogeneraci	21
2.1.7 Biomasa jako energetický zdroj pro kogeneraci	22
2.2 Členění kogenerace	23
3. Hotel Komorní Hůrka – stávající stav	25
3.1 Charakteristika objektu	25
3.2 Zásobování teplem	25
3.2.1 Dispoziční řešení hotelu.....	26
3.2.2 Zásobování hotelu teplem a teplou užitkovou vodou	27
3.2.3 Kotelna 1.....	28
3.2.4 Kotelna 2.....	29
3.2.5 Kotelna 3.....	30
3.3 Spotřeba elektrické energie	31
4. Hotel Komorní Hůrka – návrh kogenerační jednotky	32
4.1 Potřeby tepla pro vytápění a TUV.....	32
4.2 Diagram spotřeby elektrické energie.....	35
4.3 Hlavní části kogenerační jednotky	35
4.4 Primární okruh	36
4.5 Sekundární okruh	37
4.6 Palivový okruh	38

4.7	Varianta 1 - KJ s pístovým spalovacím motorem Micro T7	39
4.7.1	Výměník voda-voda pro chlazení motoru Micro T7.....	39
4.7.2	Návrh výměníku spaliny-voda pro KJ s pístovým spalovacím motorem Micro T7	40
4.8	Varianta 2 - KJ s pístovým spalovacím motorem Micro T30	47
4.8.1	Výměník voda-voda pro chlazení motoru Micro T30.....	48
4.8.2	Návrh výměníku spaliny-voda pro KJ s pístovým spalovacím motorem Micro T30	49
5.	Technické zhodnocení navrhovaných variant.....	57
5.1	Technické zhodnocení varianty 1 – KJ se spalovacím motorem Micro T7.....	57
5.2	Technické zhodnocení varianty 2 – KJ se spalovacím motorem Micro T30.....	61
6.	Ekonomické zhodnocení.....	64
6.1	Stávající náklady hotelu Komorní Hůrka na energie.....	64
6.2	Ekonomické zhodnocení varianty 1 – KJ se spalovacím motorem Micro T7	64
6.3	Ekonomické zhodnocení varianty 1 – KJ se spalovacím motorem Micro 30.....	66
7.	Závěr	69
8.	Seznam použité literatury	70
9.	Seznam příloh	71

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Veličina	Jednotka
C_l	Korekční součinitel podélné délky	[-]
C_m	Korekční součinitel proudění v mezikruží	[-]
C_s	Korekční součinitel na uspořádání svazku	[-]
C_t	Korekční součinitel teploty proudu a stěny	[-]
C_z	Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru	[-]
c_{p,H_2O}	Měrná tepelná kapacita vody	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
D	Vnější průměr trubky	[mm]
$D_{vým}$	Průměr výměníku	$[m^2]$
d	Vnitřní průměr trubky	[mm]
$i_{sp,710}$	Entalpie spalin při teplotě 710°C	$[kJ \cdot m^{-3}]$
$i_{sp,150}$	Entalpie spalin při teplotě 150°C	$[kJ \cdot m^{-3}]$
$i_{vz,710}$	Entalpie vzduchu při teplotě 710°C	$[kJ \cdot m^{-3}]$
$i_{vz,150}$	Entalpie vzduchu při teplotě 150°C	$[kJ \cdot m^{-3}]$
k	Prostup tepla v metru trubky	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
L_{tr}	Délka trubek	[m]
l_{tr}	Délka jedné trubky	[m]
$l_{vým}$	Délka výměníku	[m]
m_{H_2O}	Hmotnostní průtok vody	$[kg \cdot s^{-1}]$
N_i	Investiční náklady	[Kč]
N_1	Původní náklady	[Kč]
N_2	Nové náklady	[Kč]
n	Otáčky motoru	$[min^{-1}]$
n_d	Počet dnů v topném období	[-]
n_{tr}	Zvolený počet trubek	[-]
P_{jme}	Jmenovitý elektrický výkon	[kW]
P_{jmt}	Jmenovitý tepelný výkon	[kW]
P_{max}	Maximální výkon motoru	[kW]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
Q	Tepelný výkon spalin	[kW]
Q_{pj}	Jmenovitý tepelný výkon všech KJ	[kW]
Q_{pl}	Spotřeba plynu	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
Q_{sp}	Spalné teplo plynu	$[kWh \cdot m^{-3}]$
$Q_{t,max}$	Maximální tepelný výkon zdroje	[kW]
Q_{tm}	Potřeba tepla celkem	[kW]
$Q_{tm,UT}$	Tepelná potřeba ÚT	[kW]

$Q_{tm,TUV}$	Tepelná potřeba TUV	[kW]
Q_{UT}	Spotřeba tepla ÚT	[kWh]
Q_{UT+TUV}	Spotřeba tepla celkem (ÚT+TUV)	[kWh]
Q_{TUV}	Spotřeba tepla TUV	[kWh]
r	Doba návratnosti	[rok]
S_{tr}	Plocha trubek	[m ²]
$S_{vým}$	Plocha spalínového průtahu	[m ²]
s_1	Příčná rozteč trubek	[mm]
s_2	Podélná rozteč trubek	[mm]
T_n	Normální teplota	[K]
T_{pl}	Teplota plynu	[K]
$T_{stř}$	Střední teplota spalín	[K]
t	Teplota zemního plynu	[°C]
t_s	Tloušťka stěny	[mm]
$t_{sp,in}$	Teplota spalín na vstupu do výměníku	[°C]
$t_{sp,out}$	Teplota spalín na výstupu z výměníku	[°C]
$t_{v,in}$	Teplota vody na vstupu do výměníku	[°C]
$t_{v,out}$	Teplota vody na výstupu z výměníku	[°C]
V_{H_2O}	Objemový průtok vody	[m ³ ·s ⁻¹]
V_{pl}	Objemový tok plynu	[m ³ ·s ⁻¹]
$V_{pl,n}$	Objemový tok ZP při normálních podm.	[m ³ _n ·s ⁻¹]
$V_{sp,sk}^v$	Objemový tok skutečných spalín při normálních podm.	[m ³ _n ·s ⁻¹]
$V_{sp,sk,stř}^v$	Objemový tok spalín při střední teplotě	[m ³ ·s ⁻¹]
$V_{sp,t}^v$	Teoretické množství vlhkých spalín	[m ³ _n ·m ⁻³ _n]
$V_{vz,t}$	Teoretické množství spalovacího vzduchu	[m ³ _n ·m ⁻³ _n]
v_{H_2O}	Rychlost vody	[m·s ⁻¹]
v_{sp}	Rychlost spalín	[m·s ⁻¹]
z_{tr}	Počet trubek ve vystřídání uspořádání	[-]
α_{k,H_2O}	Přestup tepla konvekcí vody	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
α_t	Teplárenský součinitel	[-]
$\alpha_{k,sp}$	Přestup tepla konvekcí spalín	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Δt_{st}	Střední teplotní spád výměníku	[°C]
ε	Kompresní poměr	[-]
η_k	Účinnost plynového kotle	[-]
λ	Přebytek vzduchu	[-]
λ_{st,H_2O}	Součinitel tepelné vodivosti vody	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
λ_{Cu}	Součinitel tepelné vodivosti mědi	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
λ_{ocel}	Součinitel tepelné vodivosti oceli	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]

$\lambda_{st,sp}$	Součinitel tepelné vodivosti spalin	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν	Kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ρ_{H_2O}	Hustota vody	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ_1	Poměrná příčná rozteč trubek	$[-]$
σ_2	Poměrná podélná rozteč trubek	$[-]$
σ'_2	Poměrná úhlopříčná rozteč	$[-]$
φ_σ	Parametr φ_σ	$[-]$

Seznam použitých zkratk

EES – Engineering Equation Solver, výpočtový program

KJ – Kogenerační jednotka

kW - Kilowatt

MW - Megawatt

NP – Nadzemní podlaží

NT – Nízký tarif

ORC – Organický cyklus

VT – Vysoký tarif

ZP – Zemní plyn

1. Úvod

V současné době neustále roste spotřeba energií pro uspokojení lidských potřeb a nároků, což s sebou přináší stále se zvyšující požadavky na primární zdroje energií. Na druhou stranu je zvyšující se spotřeba energií doprovázena celosvětovým trendem snižování spotřeby primárních neobnovitelných zdrojů energie a ochrany životního prostředí, zaměřeným především na snižování emisí škodlivých látek do ovzduší.

Výsledkem působení těchto trendů je snižování spotřeby neobnovitelných zdrojů energie a zvyšující se podíl obnovitelných zdrojů, modernizace energetických zařízení a vývoj nových technologií. V energetice dochází k rozvoji a zdokonalování jednotlivých technologických procesů využívajících neobnovitelné zdroje, které dokážou efektivněji přeměnit chemickou energii paliva na energii elektrickou či tepelnou, a tím zvýšit celkovou účinnost výroby elektrické a tepelné energie.

V energetických zařízeních se postupně zvyšuje podíl využívání zemního plynu vzhledem k tradičním palivům - černému a hnědému uhlí – a jeho využití v moderních technologických procesech s paroplynovými cykly.

V České republice z minulosti převládá výroba elektrické energie a tepla ve velkých centralizovaných zdrojích - elektrárnách, teplárnách a výtopnách. S rostoucí investiční náročností na modernizaci těchto zdrojů nebo na výstavbu nových moderních energetických celků velkých výkonů dochází k rozvoji kogeneračních decentralizovaných zdrojů energie středních a malých výkonů v oblasti průmyslové a komunální energetiky.

Předkládaná diplomová práce se zabývá návrhem decentralizovaného kogeneračního zdroje tepelné a elektrické energie a jeho využití v hotelu. Cílem je stanovit vhodnou kogenerační jednotku s pístovým spalovacím motorem pro areál hotelu Komorní Hůrka, a to na základě reálných spotřeb energií, porovnat navržené varianty na základě technického a ekonomického zhodnocení a doporučit případná opatření s cílem snížit náklady na elektrickou a tepelnou energii hotelu.

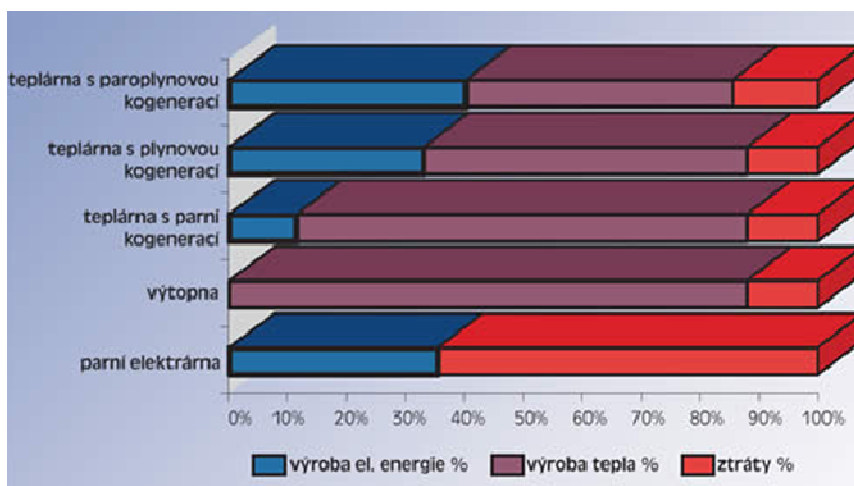
2. Kogenerace

Kogenerace znamená kombinovanou, společnou výrobu elektrické energie a tepla. Název pro tento technologický proces vychází z anglického „co-generation“. Při přeměně chemické energie, která se získá spaláním paliva, na energii tepelnou, se využije nejdříve vysokopotenciální část tepelné energie pracovní látky. Ta je přeměněna na mechanickou energii. Mechanická energie následně pohání generátor, který vyrábí elektrickou energii. Pro výrobu tepla se využívá tepelná energie o nižším energetickém potenciálu, a to ze spalin, tepla získaného z chlazení motoru nebo z páry vycházející z turbíny.

Elektrická energie je označována za nejkvalitnější druh energie, která je využívána přímo nebo přeměňována na jinou formu energie. Mimo výroby elektřiny v kogeneračních jednotkách lze elektrickou energii vyrobit v elektrárně, která je výrobnou pouze elektrické energie. Elektrárny lze rozdělit podle použitého zdroje na tepelné, jaderné, vodní apod. Elektrická energie je vyrobena z mechanické energie, která vzniká buď z tepelné energie pracovního média, získané z chemické energie paliva nebo přeměnou z kinetické energie.

Tepelná energie je oproti elektrické vnímána jako energie méně hodnotná, a to z důvodu jejího omezenějšího použití a její technicky obtížnější transformace na kvalitnější druh energie, která se uskutečňuje jen částečně. Samostatná výroba tepelné energie se realizuje ve výtopnách, kde dochází k výrobě tepla ve formě páry, horké nebo teplé vody, a to zejména pro zajištění vytápění nebo technologické tepelné energie pro průmysl. [7]

Způsob výroby těchto dvou energií pomocí kogenerace je nejefektivnější, proti samostatné výrobě tepla a elektrické energie se snižuje spotřeba primárních energetických zdrojů a množství vypouštěných emisí. Efektivita využití primárního zdroje je znázorněna na obr. 1.



Obrázek č. 1 – Efektivita využití primárního zdroje [10]

2.1 Druhy kogeneračních zdrojů

V současné době je známa řada různých typů kogeneračních zařízení, což je dáno intenzivním vývojem a zdokonalováním principů této technologie.

Kogenerační zdroj tvoří čtyři základní části:

- pohonná jednotka
- elektrický generátor se zařízením pro připojení k elektrické síti
- kotel nebo výměník tepla s propojením na tepelné rozvody
- kontrolní a řídicí systém

Pohonné jednotky kogeneračních zařízení tvoří nejčastěji:

- spalovací motor
- parní turbína
- spalovací turbína
- paroplynové zařízení

Kogenerační jednotky využívající nové druhy pohonných jednotek:

- Stirlingův motor
- mikroturbíny
- parní motory
- zařízení využívající organický cyklus (ORC)
- systém Talbott
- palivové články

Zařízení využívající biomasu pro pohon kogeneračních jednotek:

- zařízení pro zplyňování biomasy
- zařízení pro bioplyn
- zařízení pro pyrolýzu

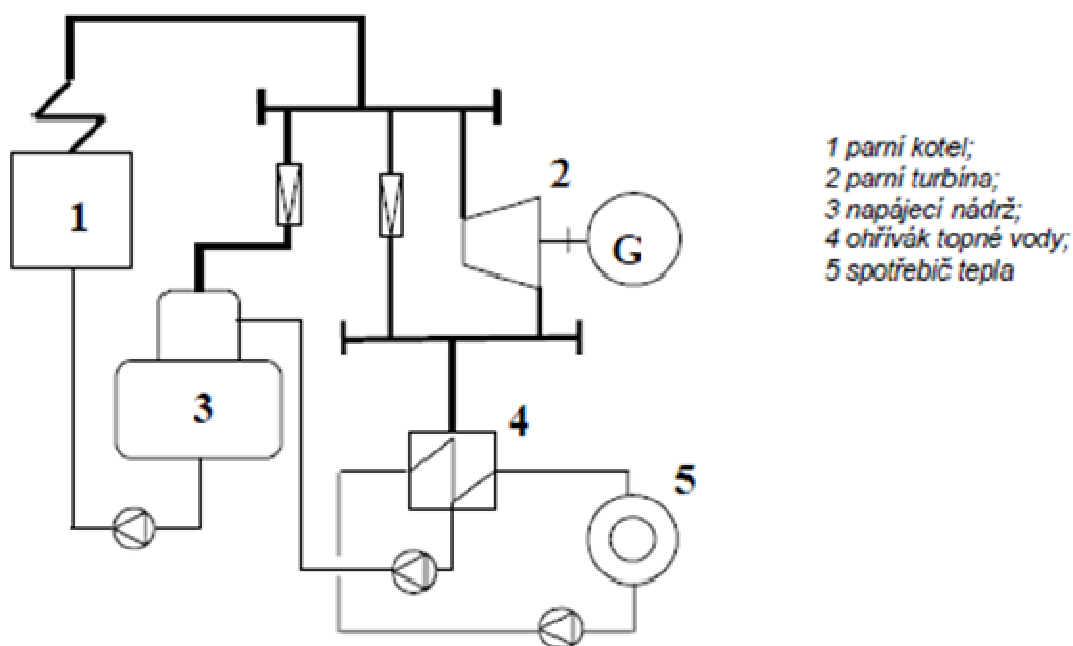
2.1.1 Parní turbína v kogeneračním zdroji

Parní turbína jako pohon se již dlouhou dobu využívá ve velkých průmyslových kogeneračních zařízeních – teplárnách.

Pokud se parní turbína použije jako motor kogeneračního systému, je možný dvojitý způsob zapojení:

- parní turbína protitlaková
- parní turbína kondenzační s odběrem páry pro dodávku tepla spotřebiteli

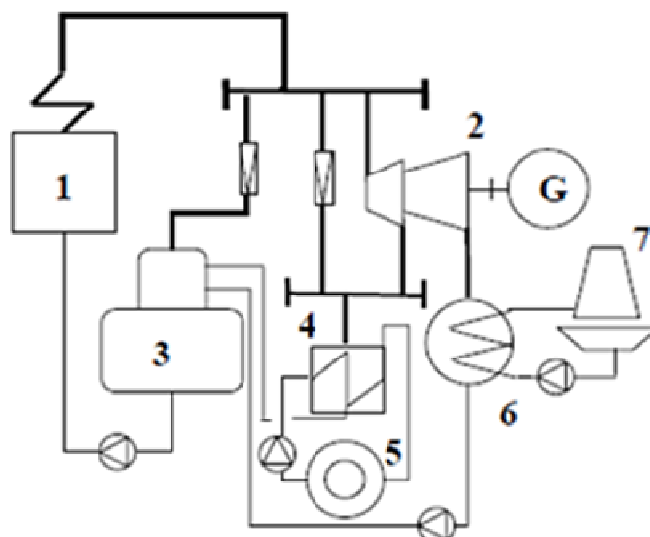
Nejjednodušším uspořádáním je varianta kogenerační jednotky s protitlakovou turbínou. Pára po průchodu turbínou má již relativně nízký tlak a je využita k dalšímu teplárenskému použití (technologické potřeby teplárny, dodávka tepla spotřebiteli). V případech, kdy je vyžadován dvoustupňový ohřev topné vody, provádí se druhý stupeň ohřevu buď pomocí odběru páry z turbíny, nebo parou odebranou přímo z výstupu kotle a zredukovanou na potřebný tlak. Znaky kogeneračního zapojení má využití parních turbín již při jejich použití na přelomu 19. a 20. století. Schéma zapojení protitlakové parní turbíny je uvedeno na obr. 2.



Obrázek č. 2 – Základní schéma zapojení parní protitlakové turbíny [11]

U kondenzační turbíny je pára z výstupu turbíny vedena do kondenzátoru a pro kogeneraci se nevyužívá. Pro průmyslové využití nebo pro potřeby vytápění lze u těchto turbín odebírat páru ve vhodném místě expanze. Tato turbína se označuje jako odběrová a může podle potřeby tepla pracovat v kondenzačním režimu s odběrem páry nebo jako protitlaková, pokud veškerá pára (s výjimkou nutného minimálního průtoku) je odvedena odběrem.

Schéma kondenzační odběrové turbíny je znázorněno na obr. 3.

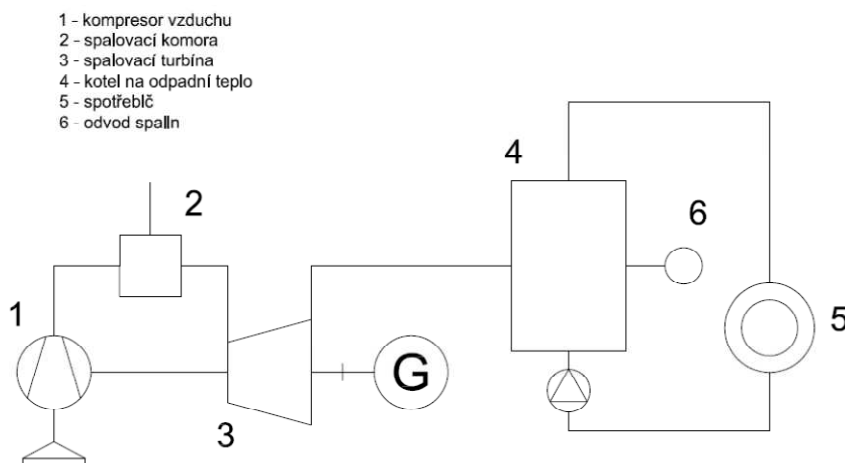


1 parní kotel; 2 parní turbína; 3 napájecí nádrž; 4 ohřívač topné vody; 5 spotřebič tepla; 6 kondenzátor; 7 chladič věž

Obrázek č. 3 – Schéma zapojení kondenzační odběrové turbíny [11]

2.1.2 Spalovací turbína v kogenerační jednotce

Spalovací turbína s jednoduchým otevřeným oběhem sestává z kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny, elektrického generátoru a pomocných zařízení. Kompresor po nasátí atmosférického vzduchu jej stlačí na požadovaný tlak a stlačený vzduch proudí do spalovací komory. Ve spalovací komoře je v proudu stlačeného vzduchu při konstantním tlaku spáleno přivedené palivo. Vzniklé spaliny o vysoké teplotě a tlaku následně expandují v plynové turbíně. Ochlazené spaliny jsou po průchodu turbínou vypuštěny do atmosféry. Kompresor je přímo poháněn turbínou, přebytek jejího výkonu pohání elektrický generátor. Schéma zapojení spalovací turbíny v kogenerační jednotce je zobrazeno na obr. 4.



Obrázek č. 4 - Schéma zapojení spalovací turbíny v kogenerační jednotce

V současnosti se používají spalovací turbíny ve dvou provedeních:

- průmyslové spalovací turbíny
- spalovací turbíny odvozené z leteckých proudových motorů

Průmyslové spalovací turbíny se vyznačují robustní konstrukcí. Obvykle jde o jednohřídelové konstrukce původně vycházející ze zkušeností výrobců parních turbín. Jejich výkon je v širokém rozmezí od malých zařízení v řádu jednotek megawatt až po turbíny s výkonem několika set megawatt. U nejmenších výkonových typů se používají kompresory s radiálními stupni, u větších výkonů pak kompresory axiální.

Spalovací turbíny vyrobené podle leteckých proudových motorů jsou doplněné o plynovou turbínu, která je napojena na elektrický generátor.

V nově budovaných kogeneračních zařízeních o výkonovém rozsahu 5 až 100 MW patří spalovací turbíny mezi nejpoužívanější pohonné jednotky. Jejich instalace a uvedení do provozu je jednodušší než u parních zařízení s vysokotlakými kotli a turbínami, vyžadují menší zastavěnou plochu. Jako jejich další výhoda se udává menší hmotnost a nižší investiční náklady.

Výstupní teplota spalin z turbíny se pohybuje od 450 do 550 °C. To umožňuje i dodávku vysokopotenciálního tepla ve formě horké vody nebo páry. Spalování ve spalovací komoře probíhá za velkého přebytku vzduchu, spaliny tak obsahují dostatek kyslíku umožňující přívod dalšího paliva. [9]

2.1.3 Spalovací motory pro kogenerační jednotky

Pro kogenerační jednotky se používají spalovací pístové motory s vnitřním spalováním, jejichž konstrukce je odvozena od klasických mobilních vozidlových nebo lodních spalovacích motorů, a které je možné využít jako stacionární motory pro pohon elektrického generátoru. Podle způsobu zapálení směsi paliva a vzduchu ve válci se motory dělí na:

- vznětové motory
- zážehové motory

U vznětových motorů dochází k samovznícení paliva při jeho vstřiku do stlačeného horkého vzduchu. Dnešní vznětové motory se vyznačují vysokým kompresním poměrem,

pro minimalizaci emisí NO_x se používá zpožděné zapalování a hoření při současném zachování vysokého výkonu a účinnosti.

U zážehového motoru je směs paliva a vzduchu zažehnuta elektrickou jiskrou. Zážehové motory mají oproti vznětovým motorům nižší spojkovou účinnost (mezi 27% a 43%) a menší výkonové rozpětí. U motorů s výkonem větším než 3 MW se používá řešení s předkomůrkou, ve které má palivová směs stechiometrické složení.

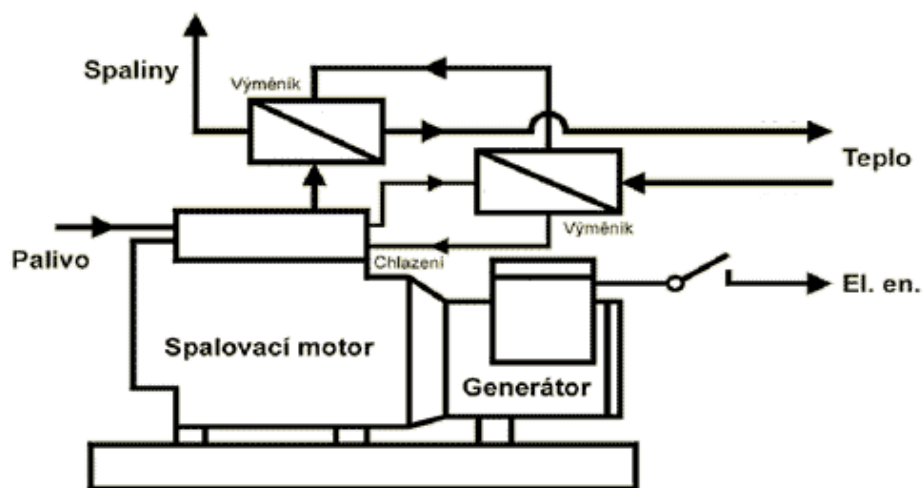
Pro kogenerační jednotky se používají spalovací motory, upravené pro spalování zemního plynu. Potřebné úpravy se provádějí u vznětových i zážehových motorů, a to z ekonomických důvodů – spalování nafty nebo benzínu v kogenerační jednotce je cenově nevýhodné. Rekonstrukce se provádějí zejména u palivového systému a ve spalovacím prostoru z důvodu lepšího využití odpadního tepla.

Uložení motorů je řešeno pomocí základu absorbujícího vibrace, které vznikají při provozu kogenerační jednotky. Pro dodržení hygienických limitů hluku jsou motory uloženy v odhlučněných schránkách.

U spalovacích motorů, které obsahují řadu pohyblivých součástí s posuvným pohybem, je nutné řešit jejich provoz za vysokých teplot. Důsledkem obtížnosti mazání třecích ploch u součástí s posuvným pohybem je jejich opotřebení vyšší ve srovnání s čistě rotačními stroji a vyšší požadavky na údržbu s častější odstávkou provozu. Menší frekvenci údržby vyžadují stroje pracující při nižších otáčkách. [11]

Plynové spalovací motory pracují ve dvou režimech přebytku vzduchu:

- s množstvím vzduchu blízké stechiometrickým požadavkům na spalování
- s velkým přebytkem vzduchu.



Obrázek č. 5 – Schéma kogenerační jednotky se spalovacím motorem [12]

Nejvyšší účinnosti a výkonu dosahují motory v režimu spalování s mírným přebytkem vzduchu, přitom ale dochází k produkci velkého množství NO_x . Při velkém přebytku vzduchu, kdy jsou emise NO_x nižší, dochází ke zvýšení obsahu CO a nespálených uhlovodíků ve spalínách.

Spalovací motor je možné označit jako tepelný stroj vhodný pro použití v teplárenství. Motor, pohánějící elektrický generátor, produkuje současně odpadní teplo. Jako odpadní teplo se využívá teplo z chlazení motoru (chlazení bloku válců a hlavy motoru), z chlazení oleje a teplo z výfukových plynů. Chlazení oleje se uskutečňuje pomocí vodního chladicího okruhu, ze kterého je teplo odváděno topnou vodou. Schéma motoru v kogenerační jednotce je zobrazeno na obr. 5. [3]

2.1.4 Princip paroplynových tepelných zdrojů

Ochrana životního prostředí a tlak na snižování spotřeby primárních zdrojů energie vyvolávají změny koncepce energetických zdrojů tepla. Spojením spalovací turbíny a pracovního okruhu parní turbíny v jeden celek vznikne tzv. paroplynové zařízení, které spojí klady obou samostatných prvků. Paroplynové zařízení je možné využít jednak pro samostatnou výrobu elektrické energie, jednak v kogeneračním zapojení se současnou výrobou tepla. Obvykle je paroplynový tepelný zdroj v kogeneračním uspořádání tvořen ze soustrojí spalovací turbíny, z parního kotle, který využívá jejich odpadní teplo k výrobě páry a z parní turbíny. Pára, vyrobená v kotli na odpadní teplo spalovací turbíny, pohání parní turbínu. V paroplynovém zdroji je možné efektivně využít i plynový spalovací motor velkého výkonu. Pro výrobu páry pohánějící parní turbínu se využívají výfukové plyny motoru.

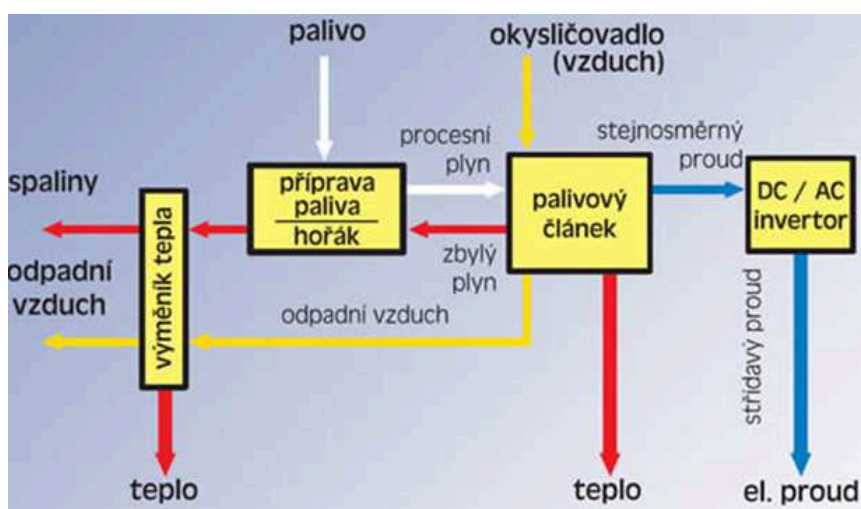
Parní turbíny, používané v paroplynových zařízeních s kombinovanou výrobou elektrické energie a tepla, jsou v provedení jedno nebo dvoutlaké, protitlakové, odběrové protitlakové nebo odběrové kondenzační, zpravidla bez regeneračního ohřevu napájecí vody. Teplo pro další využití je odebíráno v libovolné formě z parního okruhu. [11]

2.1.5 Kogenerační zařízení využívající palivové články

Palivové články jsou galvanické články, které mění energii z paliva přímo na energii elektrickou. Nejčastějším zdrojem energie je vodík, který spolu s kyslíkem obsaženým ve vzduchu vyrábí elektrickou energii exotermním procesem prostřednictvím elektrolytu za současného vzniku vody nebo vodní páry.

V palivovém článku dochází ke štěpení vodíku na protony a elektrony, a to na porézní anodě, pokryté vrstvou katalyzátoru. Protony, procházející elektrolytem ke katodě, rovněž pokryté katalyzátorem, reagují s adsorbovanými kyslíkovými atomy a vytvářejí vodní páru. Uvolněné elektrony protékají elektricky vodivou anodou a uzavřeným okruhem jako elektrický proud.

Ideálním palivem pro palivové články je vodík. V současnosti se však jako palivo používá zemní plyn, tvořený zejména metanem. Před použitím zemního plynu v palivovém článku je proto zemní plyn rozložen na vodík a oxidy uhlíku (CO_2 a CO). K tomuto rozkladu dochází v procesní jednotce, tzv. konvertoru, v níž metan reaguje s vodní parou (parní reforming).



Obrázek č. 6 – Schéma kogenerační jednotky s palivovým článkem [10]

Vývoj palivových článků a jejich využití v oboru tepelné energetiky probíhá již delší dobu, v současnosti již jsou kogenerační jednotky s palivovými články používány v zahraničí (Japonsko). Schéma zapojení kogenerační jednotky je zobrazeno na obr. č. 6.

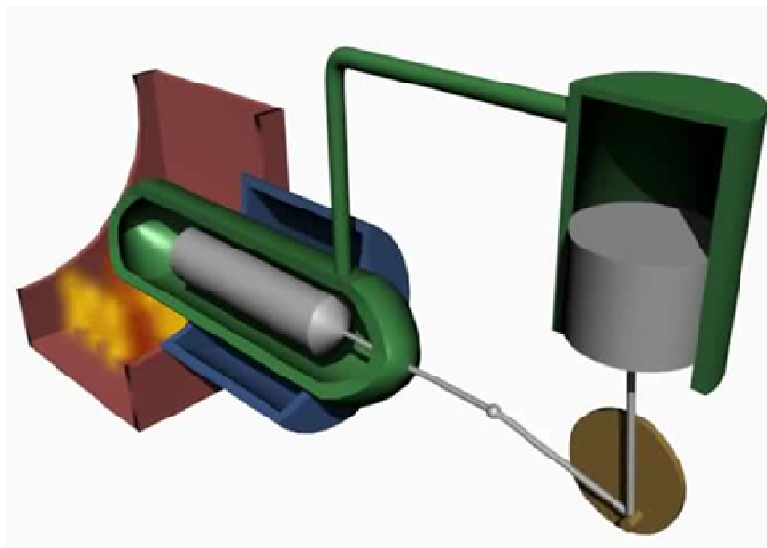
Palivové články kyslík-vodík se dělí podle pracovní teploty a druhu použitého elektrolytu celkem do pěti skupin, z nichž tři je možné využít v kogeneračních jednotkách.

Nejčastěji komerčně využívanými palivovými články jsou články PAFC (Phosphoric Acid Fuel Cells) s elektrolytem kyselinou fosforečnou. Tyto články pracují s teplotou asi $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ a účinností okolo 55%. Účinnost kogeneračního zařízení s těmito články je přibližně 45%.

Pro malé kogenerační jednotky se používají palivové články vyvinuté americkou firmou IFC (International Fuel Cell). V provozu jsou jednotky o elektrickém výkonu 200 kW, tepelném výkonu 225 kW, pracující s elektrickou účinností 42% a celkovou účinností okolo 85%. [3]

2.1.6 Stirlingův motor v kogeneraci

Princip motoru si nechal patentovat skotský inženýr Robert Stirling v roce 1816 a od té doby se teplovzdušný motor uplatnil v řadě odvětví a prošel dlouhým vývojem. Rozvoj mobilních spalovacích zážehových a vznětových motorů na konci 19. století jej sice odsunul do pozadí, nové využití jeho zdokonalené verze ale nachází zejména v uplynulých třiceti letech, a to ve stacionárním provedení při kombinované výrobě tepla a elektrické energie. Model na obr. č. 7 zobrazuje princip Stirlingova motoru.



Obrázek č. 7 – Model kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem [13]

Motor má horkou a studenou komoru, tvořenou pracovním prostorem levého a pravého válce. Ve válcích je uzavřeno konstantní množství pracovního plynu, které opakovaně proudí mezi teplou a studenou komorou. Pro své vlastnosti se jako pracovní látky nejčastěji využívá helium nebo vodík. Stirlingův motor je motor s vnějším spalováním, teplo je k pracovnímu plynu přiváděno z vnějšku.

Praktické provedení Stirlingova motoru je v několika typových provedeních, motory pracují s maximálním provozním tlakem 15 až 20 MPa a maximální teplotou plynu 630 až 730 °C, což vyžaduje použití žáruvzdorných materiálů. Jednotky dosahují elektrické účinnosti 30% až 33% při jmenovitých výkonech motorů 8 až 25 kW. V kogeneračním zapojení je teplo pro vytápění získáváno z chladiče topnou vodou a ochlazováním spalin vnějšího spalování motoru. [4,11]

2.1.7 Biomasa jako energetický zdroj pro kogeneraci

Biomasa je obnovitelným zdrojem energie s neustále rostoucím významem, jejíž využívání prospívá kvalitě životního prostředí a snižuje nároky na spotřebu neobnovitelných energetických surovin. Biomasu jako zdroj energie je možné rozdělit do dvou skupin:

- biomasa pro spalování a zplyňování
- biomasa pro anaerobní fermentaci

Do skupiny biomasy pro spalování a zplyňování patří např. odpady ze zpracování dřeva (piliny a hobliny), odpady ze zemědělské rostlinné výroby (sláma, odpadní zrno atd.), odpady lesního hospodářství (kůra, větve) a dále tzv. energetické dřeviny a rostliny pěstované speciálně pro energetické využití.

Do druhé skupiny biomasy pro anaerobní fermentaci patří např. průmyslové a komunální kaly, vznikající v čistírnách odpadních vod, komunální a průmyslové odpady ukládané do skládek, odpady ze zemědělské živočišné výroby jako je kejda z velkochovu vepřů, slamatý kravský hnůj, odpady z jatek, odpady z potravinářské výroby atp.

Nejjednodušším využitím biomasy z první skupiny je její prosté spálení v kotlích a následná výroba teplé nebo horké vody příp. páry. Z investičního hlediska jde o nejméně náročné řešení, využívající stávající technologická zařízení s dostatečně vysokou technickou úrovní, z energetického hlediska není toto využití optimální.

U druhé skupiny biomasy dochází z hlediska energetického využití k jejímu velkému rozvoji, zejména v nově budovaných bioplynových stanicích a čistírnách odpadních vod.

Effektivního využití obou skupin biomasy lze dosáhnout při použití kogeneračních zařízení, sestávajících z parních turbín nebo parních strojů, spalovacích motorů a spalovacích turbín v jednoduchém nebo paroplynovém zapojení.

Použití kogeneračních jednotek u zplyňovacích zařízení je obdobné jako u spalování zemního plynu, základní prvek zařízení představuje zplyňovací zařízení, které produkuje z biomasy topný plyn o minimální požadované kvalitě. Pro zplyňování biomasy se v současnosti používá zplyňování v generátorech s pevným ložem nebo zplyňování ve fluidních generátorech, jako vhodnou surovinou ke zplynění se nejčastěji používá dřevo, kůra, sláma a jiné části rostlin.

Jednodušší a méně investičně náročná, avšak vhodná jen pro menší tepelné výkony, je metoda zplyňování v generátorech s pevným ložem. Zplyňování se děje za atmosférického tlaku a nižších teplot. Nevýhodou této metody je tvorba a následné odstraňování dehtových látek a vznik odpadních fenolových vod.

Zplyňování ve fluidních generátorech probíhá za atmosférického tlaku nebo v tlakových generátorech při tlaku 1,5 až 2,5 MPa a při teplotách 850 až 1000 °C. Za těchto teplot dojde k rozkladu vzniklých dehtů, fenolů, mastných kyselin, aromátů a jiných na jednodušší a snadno spalitelné plyny, takže plyn z fluidních generátorů je možné přímo využít v návazných zařízeních.

Plyn vygenerovaný zplyňováním biomasy má výhřevnost v rozmezí 4 až 6 MJ/m³, a je využitelný pro spálení v klasických kotlových hořácích, ve spalovacích komorách spalovacích turbín i v upravených spalovacích motorech. [3]

2.2 Členění kogenerace

Velká kogenerace - častěji je používán název teplárenství - součtová velikost zdrojů dosahuje v jedné lokalitě jednotky až stovky MW tepelného výkonu a k tomu dle použitého typu tepelného stroje i odpovídající elektrický výkon. Jako tepelný stroj v cyklu převládá parní turbína, podle ročního způsobu využití teplárny buď protitlaková, nebo s regulovanými odběry páry. Postupně se začaly používat i plynové turbíny v otevřeném cyklu ve spojení s kotlem na odpadní teplo a případně i v kombinovaném (paroplynovém) cyklu s parní turbínou. Velké spalovací motory na plynná paliva s výkony v řádu jednotek až desítek MW elektrického výkonu se používají ve velkých teplárenských soustavách výjimečně.

Decentralizovaná kogenerace - zde se používá tepelný stroj o elektrickém výkonu v řádu desítek až stovek kW s odpovídající velikostí tepelného výkonu. Tyto kogenerační jednotky obvykle nejsou napojeny na žádnou rozsáhlejší teplárenskou soustavu a řeší požadavky konkrétních odběratelů v dané lokalitě. Převážně využívají jako tepelný stroj spalovací motory, a to hlavně kvůli jejich kompaktnosti a jednoduché obsluze.

Mikrokogenerace - individuální využití principu společné výroby elektrické energie a tepla pro objekt velikosti rodinného domu s elektrickým výkonem od 1 kW až do 10 kW. Mikrokogenerace je zatím z technických důvodů vázána na spalovací motory s vnitřním spalováním a na použití ušlechtilého plynného paliva. Z tohoto důvodu není, při současných cenách paliva a elektrické energie - pokud není zvýhodněn zpětný výkup elektrické energie do sítě, mikrokogenerace konkurenceschopná. Použití jiných, levnějších druhů paliv, jakým je například biomasa, je vázáno na investičně náročnější řešení. [10]

3. Hotel Komorní Hůrka – stávající stav

Návrh kogenerační jednotky se spalovacím motorem je zpracován pro Hotel Komorní Hůrka. Kogenerační zdroj zajistí výrobu elektrické a tepelné energie pro částečné pokrytí spotřeb těchto energií. V hotelu jsou energie využívány pro vytápění a ohřev teplé užitkové vody, osvětlení a hotelové technologie. Jedná se o hotel lázeňského typu, který je při svém rozsahu nabízených služeb charakteristický velkou spotřebou teplé užitkové vody. Při návrhu jednotlivých variant byly použity hodnoty a údaje z projektové dokumentace [2], která byla poskytnuta pro potřeby zpracování této práce vedením hotelu. Kapitola byla převzata z literatury [8].

3.1 Charakteristika objektu

Hotel Komorní Hůrka se nachází v klidném prostředí Komorního Dvora mezi městy Cheb a Františkovy Lázně. Je zasazen do prostředí Národní přírodní památky Komorní Hůrka asi 50 m pod kráterem nejmladšího vulkánu ve střední Evropě.

Hotel Komorní Hůrka byl nově postaven a otevřen v roce 2008, provozuje jej společnost Komorní Hůrka s.r.o. Kapacitu ubytovací části hotelu tvoří 28 komfortně vybavených pokojů, z toho 17 dvoulůžkových pokojů, 9 jednolůžkových pokojů, 1 třílůžkový pokoj a 1 bezbariérový dvoulůžkový pokoj.

Součástí hotelu je rekreační a rehabilitační zařízení wellness s bazénem, vybaveným masážními tryskami, vířivou lavicí, gejzírem, silným protiproudem a whirlpoolem. Součástí wellness jsou tři sauny - finská sauna, parní lázeň a bylinková sauna, v době otevření hotelu jediné zařízení tohoto druhu v Česku.

Hotel je nestátní lázeňské zařízení, vybavené pro zajištění rehabilitace a rekonvalescencí zejména pohybového aparátu, srdečních a cévních onemocnění. Je vybaven speciálním zařízením pro perličkové, uhličitě, galvanické, vířivé, sedativní a rašelinové koupele, a také podvodní masáže. Je zde i řada dalších rehabilitačních pracovišť - elektroléčba, klasické masáže, slatinné a plynové zábaly, plynové injekce, laser a ultrazvuk.

3.2 Zásobování teplem

Stávající stav zásobování hotelu tepelnou energií vychází ze zpracovaného projektu Dokumentace provedení stavby [2]. V rámci projektu je hotel rozdělen na dva stavební objekty a celkovou potřebu tepla zajišťují tři samostatné plynové kotelny. Dále je v rámci

projektu uvažováno s využitím solární energie a to pro ohřev teplé užitkové vody v části balneo a dispozičně související hotelové části.

3.2.1 Dispoziční řešení hotelu

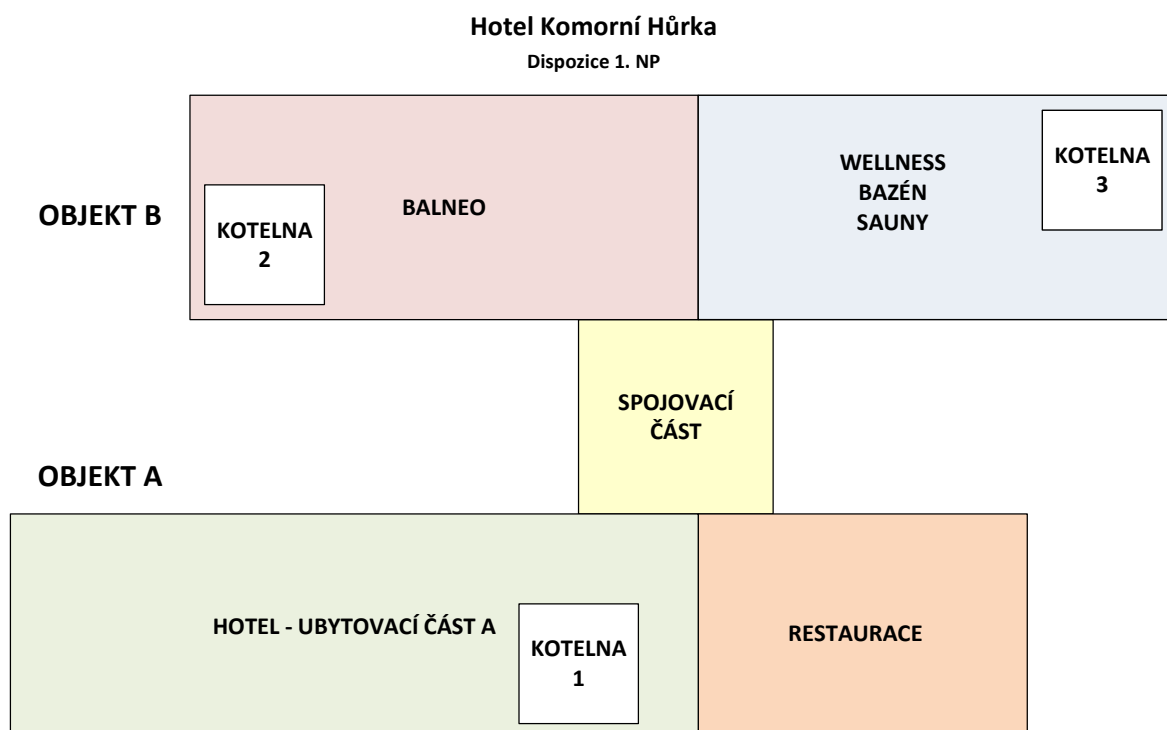
Půdorys hotelu, tvořený dvěma hlavními objekty spojenými spojovací částí, je řešen ve tvaru písmene H. Obě delší části jsou vůči sobě nepatrně posunuty a jejich delší osy jsou orientovány ve směru východ – západ.

V objektu A, který tvoří jižní část hotelu, je v 1. NP situována restaurace, ubytovací část, kotelna 1 a část technického zázemí hotelu. Ve 2. NP jsou umístěny hotelové pokoje.

V západní části objektu B je v 1. NP umístěn balneo provoz a kotelna 2, v 2. NP jsou umístěny pokoje hostů. Ve východní části objektu je umístěna wellness část s bazénem, saunami a sociálním zařízením. Bazénová část je svou stavební výškou řešena i přes 2. NP, ve zbývající části 2. NP je umístěna vzduchotechnika a strojovna solárního systému. Potřeby tepla pro wellness část zajišťuje kotelna 3, situována v 1. NP.

Ve spojovací části je v 1. NP umístěna kuchyně a výtah pro hosty, zbývající prostory jsou využívány jako technické zázemí. V 2. NP jsou pokoje pro hosty.

Dispozice 1. NP hotelu s vyznačenými kotelny je uvedena na obr. 8.



Obrázek č. 8. - Dispozice 1. NP

3.2.2 Zásobování hotelu teplem a teplou užitkovou vodou

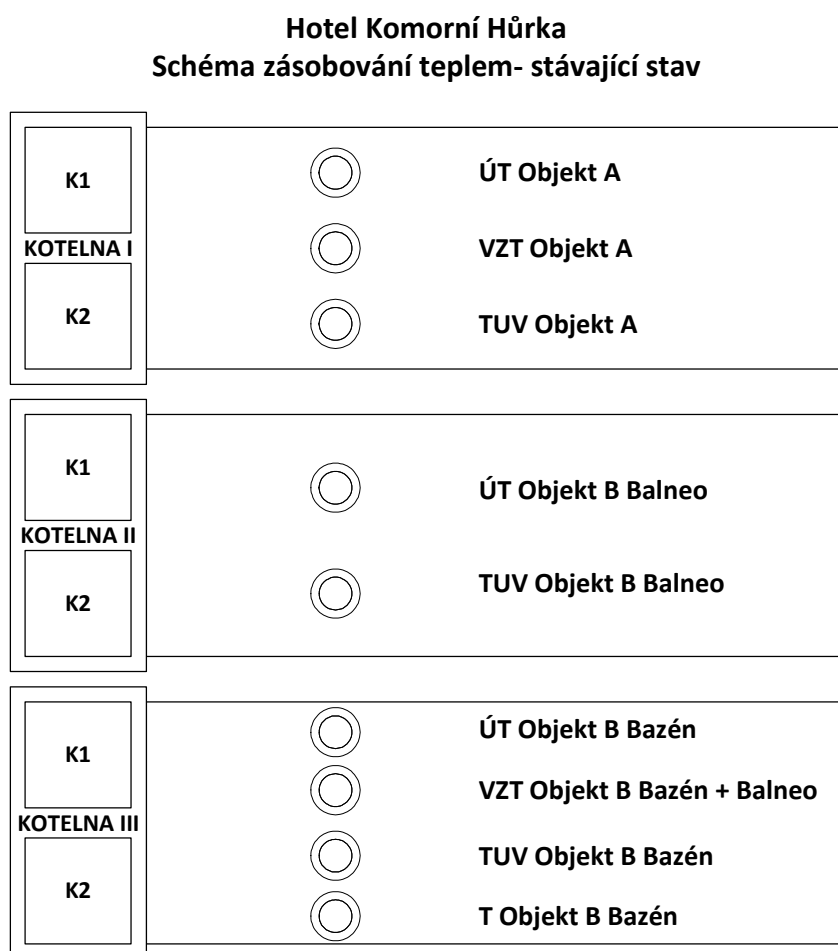
Dispoziční umístění jednotlivých kotelen bylo projektantem navrženo s ohledem na charakter, spotřebu tepla a přípravu teplé užitkové vody v jednotlivých provozech a částech hotelu.

Kotelna 1 vytápí objekt A, zajišťuje teplo pro vzduchotechniku objektu a přípravu teplé užitkové vody pro daný objekt.

Kotelna 2 zásobuje teplem část objektu B – balneo provoz a hotelové pokoje v 2. NP a připravuje pro tyto části i TUV.

Kotelna 3 připravuje topnou vodu pro vytápěcí soustavy východní části objektu B, tzn. pro vytápění částí wellness – bazénu, saun a souvisejícího sociálního zařízení (šatny, sprchy, WC), pro vzduchotechniku objektu B (tzn. balneo a wellness provozy) a zajišťuje pro wellness teplou užitkovou vodu. Dále kryje potřeby tepla pro technologii – ohřev bazénových vod.

Schéma zásobování teplem jednotlivými kotelny je uvedeno na obr. 9.



Obrázek č. 9 - Schéma zásobování teplem

3.2.3 Kotelna 1

Kotelna zajišťuje teplo pro vytápění a ohřev TUV pro objekt A Hotelu Komorní Hůrka. Jedná se o kotelnu s plynovými spotřebiči s výkonem jednoho kotle do 50 kW. Provoz kotlů je nezávislý na vzduchu z prostoru strojovny a kotelna nemusí mít samostatné větrání s přívodními a odtahovými otvory do venkovního prostoru.

Zdrojem tepla pro teplovodní systém jsou dva nástěnné kondenzační kotle Buderus Logamax o celkovém maximálním výkonu 80 kW při teplotním spádu 65/45 °C. Hotelová a restaurační část je vytápěna teplovodním systémem s deskovými otopnými tělesy a žebříkovými tělesy v koupelnách. Otopná soustava je rozdělena na 5 samostatných vytápěcích okruhů, jeden okruh VZT a dále na jeden okruh pro ohřev TUV. TUV je ohřívána v nepřímém vytápěném zásobníku Buderus Logalux.

Popis technologie

Nástěnný kondenzační kotel Buderus Logamax má plynulou regulaci výkonu v regulačním rozsahu od 30% do 100% jmenovitého výkonu. Skutečný požadovaný výkon může být elektronicky nastaven. Kotel má nastavitelnou výstupní teplotu topné vody v rozsahu od 40 °C do 90 °C. Kotel je proveden s uzavřenou spalovací komorou. Je vybaven keramickým hořákem s předsměšováním. Zapalování kotle se provádí žhavicí elektrodou, plamen je kontrolován ionizační elektrodou.

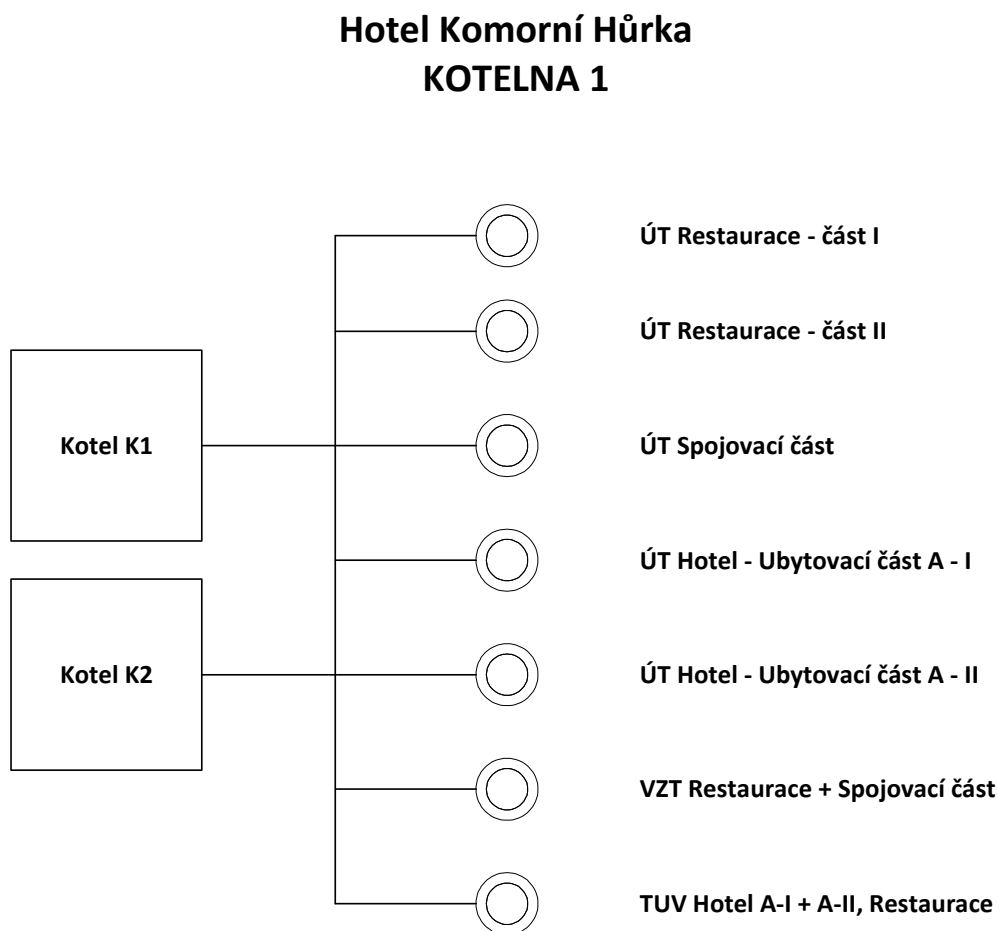
Zásobník TUV

Ohřev teplé užitkové vody je zajišťován v nepřímotopném zásobníku Buderus Logalux. Jedná se o stojatý zásobník o objemu 1000 litrů, který je vybaven jednou výhřevnou plochou a elektrickou topnou tyčí 9 kW. Regulace ohřevu TUV je vyřešena regulací Logamatic.

Regulace

Regulace Logamatic je digitální ovládací jednotka, která řeší ekvitermní kaskádovou regulaci kotlů a vytápěcích okruhů a regulaci ohřevu TUV.

Schéma zásobování teplem z kotelny 1 je uveden na obr. č. 10.



Obrázek č. 10 - Kotelna 1

3.2.4 Kotelna 2

Tato kotelna je obsazena dvěma plynovými nástěnnými kondenzačními kotli Buderus Logamax je zdrojem tepla pro vytápění a ohřev TUV pro část balneo provozu a pokojů umístěných v západní části objektu B. Plynové spotřebiče mají jednotkový výkon 43 kW při teplotním spádu topné vody 65/45 °C a jsou zapojeny do kaskády. Otopná soustava je rozdělena na tři samostatné vytápěcí okruhy. Dva radiátorové okruhy jsou pro vytápění 1. NP balneo provozu a 2. NP pro vytápění pokojů. Třetí okruh je pro ohřev TUV.

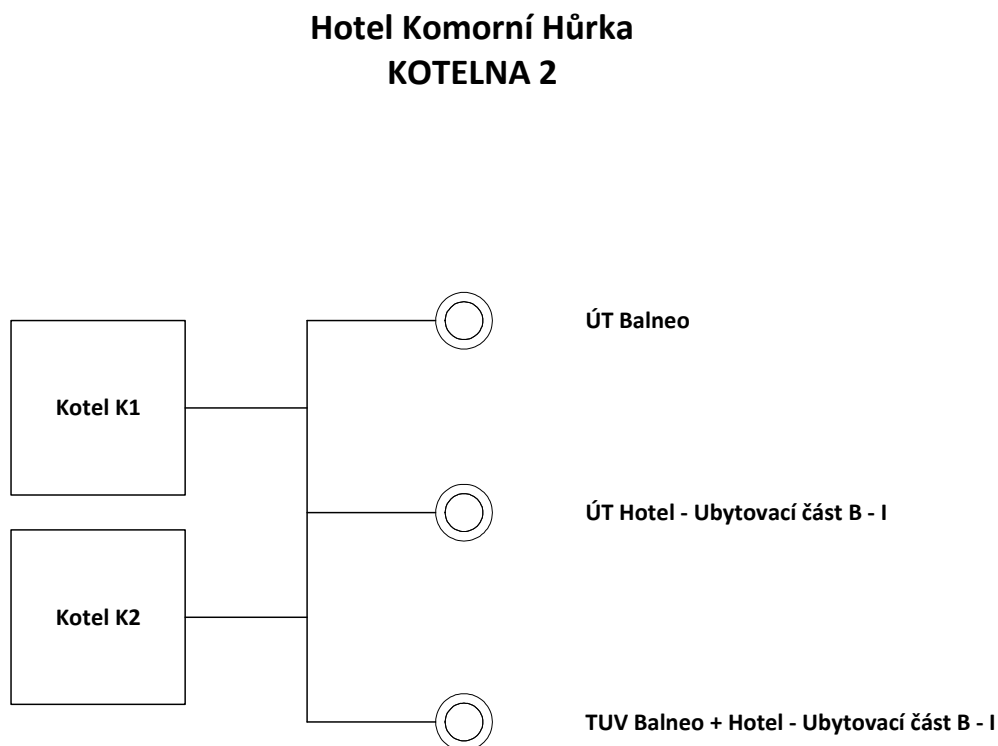
Popis technologie

V kotelně 2 jsou instalovány shodné kotle jako v kotelně 1 se shodným způsobem regulace.

Ohřev TUV

Ohřev TUV pro ubytovací část a balneo provoz v objektu B hotelu je zajištěn pomocí blokového zařízení TV Cetetherm System D s akumulací v zásobníku TUV Buderus Logalux o objemu 1000 litrů. Předehřev TUV je prováděn v bivalentním zásobníku solárním ohřevem TUV. Bivalentní zásobník je zařazen sériově před akumulací zásobník Logalux, v případě velkých solárních zisků je možnost zásobník Logalux cirkulačně nabíjet.

Schéma zásobování teplem z kotelny 2 je uveden na obr. č. 11.



Obrázek č. 11 - Kotelna 2

3.2.5 Kotelna 3

Kotelna zajišťuje vytápění, ohřev TUV a ohřev bazénové vody v bazénové části objektu B hotelu. Zdrojem tepla jsou 2 plynové kondenzační nástěnné kotle Buderus Logamax o jednotkovém výkonu 43 kW při teplotním spádu 65/45 °C. Kotle jsou zapojeny do kaskády. Otopná soustava je rozdělena na 6 vytápěcích okruhů. Jeden okruh zajišťuje ohřev TUV pro sprchy a sociální zařízení v bazénu, druhým okruhem je ohřívána vzduchotechnika pro balneo provoz a bazén. Třetí okruh je napojen na podlahové vytápění bazénu. Čtvrtý okruh je pro radiátorové vytápění bazénu a pátým okruhem je zajišťován ohřev bazénové vody. Šestý okruh je uvažován jako rezerva pro ohřev bazénové vody pro whirlpool.

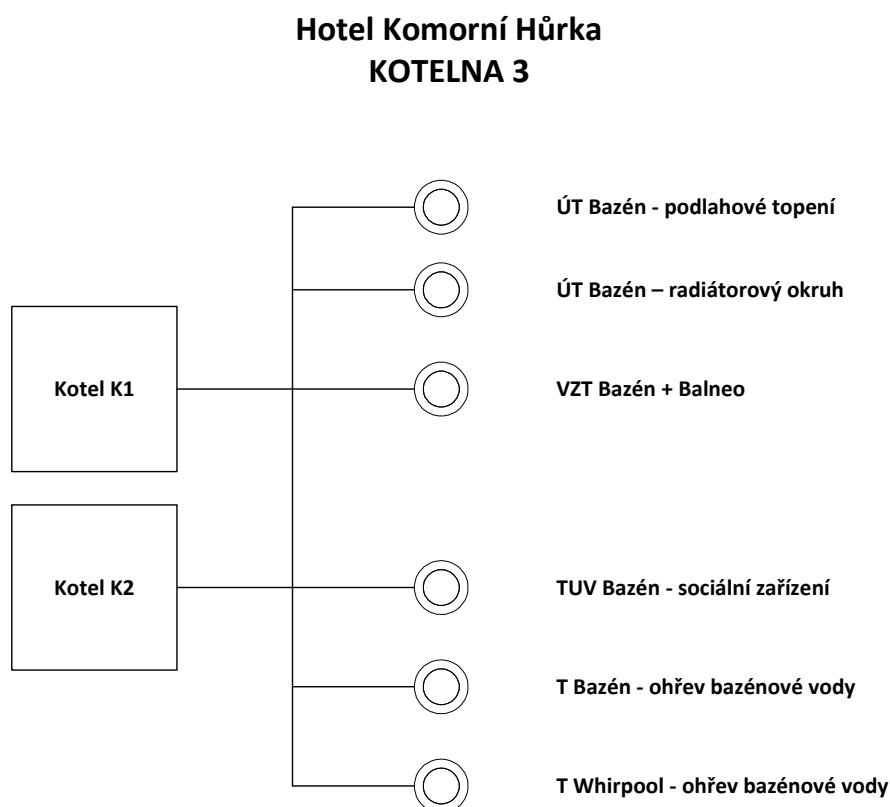
Popis technologie

V kotelně 3 jsou instalovány shodné kotle jako v kotelně 1 a 2 se shodnou regulací.

Ohřev TUV

Ohřev teplé užitkové vody pro bazénovou část je zajišťován v zásobníku TUV Buderus Logalux. Zásobník je nepřímotopný zásobníkový stojatý ohřívač TUV o objemu 750 litrů. Zásobník je také ohříván solárním systémem přes deskový výměník Longtherm.

Schéma zásobování teplem z kotelny 3 je uveden na obr. č. 12.



Obrázek č. 12 - Kotelna 3

3.3 Spotřeba elektrické energie

Hotel má poměrně rovnoměrnou spotřebu elektřiny během dne. V noci spotřeba výrazně klesá. Největší odběr elektřiny vzniká v souvislosti s provozem lázeňských procedur wellness a balneo, mezi které můžeme zařadit tři sauny, vany s vířivými lavicemi a masážními tryskami, bazény s vodním proudem a gejzíry, elektroléčbu a další. Velké množství elektřiny spotřebuje i celodenní osvětlení hotelových prostor, elektronické vybavení v pokojích, restaurační a kuchyňské spotřebiče, prádelna aj.

4. Hotel Komorní Hůrka – návrh kogenerační jednotky

Návrh kogenerační jednotky se spalovacím pístovým motorem se realizuje na základě reálných spotřeb tepla a elektrické energie. Hotelové spotřeby energií byly měřeny v měsíčních intervalech po dobu dvou let. Aby se předešlo výraznějším odchylkám, proběhlo v hotelu i dvoudenní měření sledovaných veličin v hodinových intervalech. Toto kontrolní měření potvrdilo, že měsíční průměry se o mnoho neliší od denních okamžitých hodnot spotřeb. Kapacita hotelu je v průběhu roku konstantně téměř plně využita, během týdne nevznikají rozdíly mezi pracovními a víkendovými dny. V této kapitole byly provedeny výpočty s použitím literatury [5].

4.1 Potřeby tepla pro vytápění a TUV

Účelem vytápění je udržet ve vytápěných prostorách hotelu v průběhu roku při změnách venkovních teplot teplotu požadovanou. Z naměřených spotřeb energií viz Příloha A, byly pomocí programu Microsoft Excel vypočteny měsíční potřeby tepla pro vytápění v topném období a měsíční potřeby tepla na celoroční přípravu teplé užitkové vody, viz tabulka č. 1. Množství spotřebované energie pro TUV je v průběhu roku konstantní, vychází se z průměru naměřených hodnot během letních měsíců mimo topnou sezónu.

Stanovení potřeb tepla pro vytápění a přípravu TUV za měsíc leden:

$$Q_{UT+TUV} = Q_{pl} \cdot \eta_k \quad (1)$$

$$Q_{UT+TUV} = 41272 \cdot 0,93 = 38383 \quad [kWh]$$

kde Q_{UT+TUV} ... je celková spotřeba tepla

Q_{pl} ... je spotřeba zemního plynu

η_k ... je účinnost kotle

$$Q_{UT} = Q_{UT+TUV} - Q_{TUV} \quad (1.1)$$

$$Q_{UT} = 38383 - 17268 = 21115 \quad [kWh]$$

kde Q_{UT} ... je spotřeba tepla pro vytápění

Q_{TUV} ... je spotřeba tepla pro ohřev TUV

$$Q_{tm,TUV} = \frac{Q_{TUV}}{24 \cdot 30} = \frac{17288}{24 \cdot 30} = 24 \quad [kW] \quad (1.2)$$

$$Q_{tm,UT} = \frac{Q_{UT}}{24 \cdot n_d} = \frac{21115}{24 \cdot 31} = 28,4 \quad [kW] \quad (1.3)$$

$$Q_{tm} = Q_{tm,UT} + Q_{tm,TUV} = 52,4 \quad [kW] \quad (1.4)$$

kde $Q_{tm,UT}$... je potřeba tepla pro vytápění

$Q_{tm,TUV}$... je potřeba tepla pro ohřev TUV

Q_{tm} ... je celková potřeba tepla

n_d ... je počet dnů v topném období

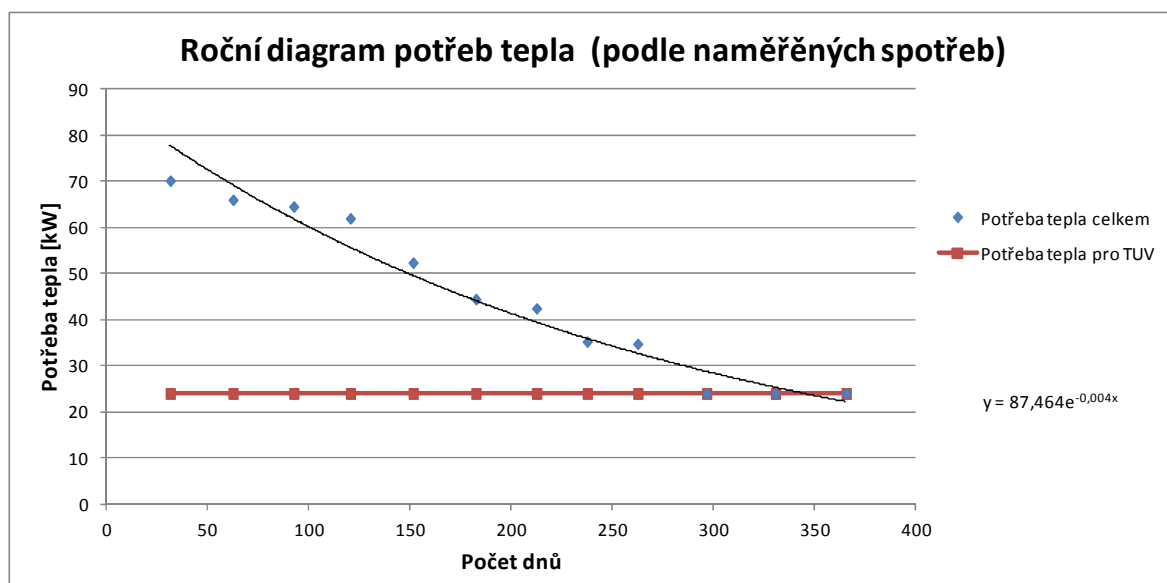
Q_{UT} ... je spotřeba tepla pro vytápění

Q_{TUV} ... je spotřeba tepla pro ohřev TUV

Roční diagram potřeb tepla (podle naměřených spotřeb)					
Počet dnů	Měsíc	Počet dnů topného období	Potřeba tepla		
			TUV	ÚT	ÚT + TUV
			[kW]	[kW]	[kW]
31	prosinec	31	24	46	70
62	březen	31	24	42	66
92	listopad	30	24	41	65
120	únor	28	24	38	62
151	leden	31	24	28	52
182	říjen	31	24	20	44
212	duben	30	24	18	42
237	září	25	24	11	35
262	květen	25	24	11	35
296	červen	0	24	0	24
330	červenec	0	24	0	24
365	srpen	0	24	0	24

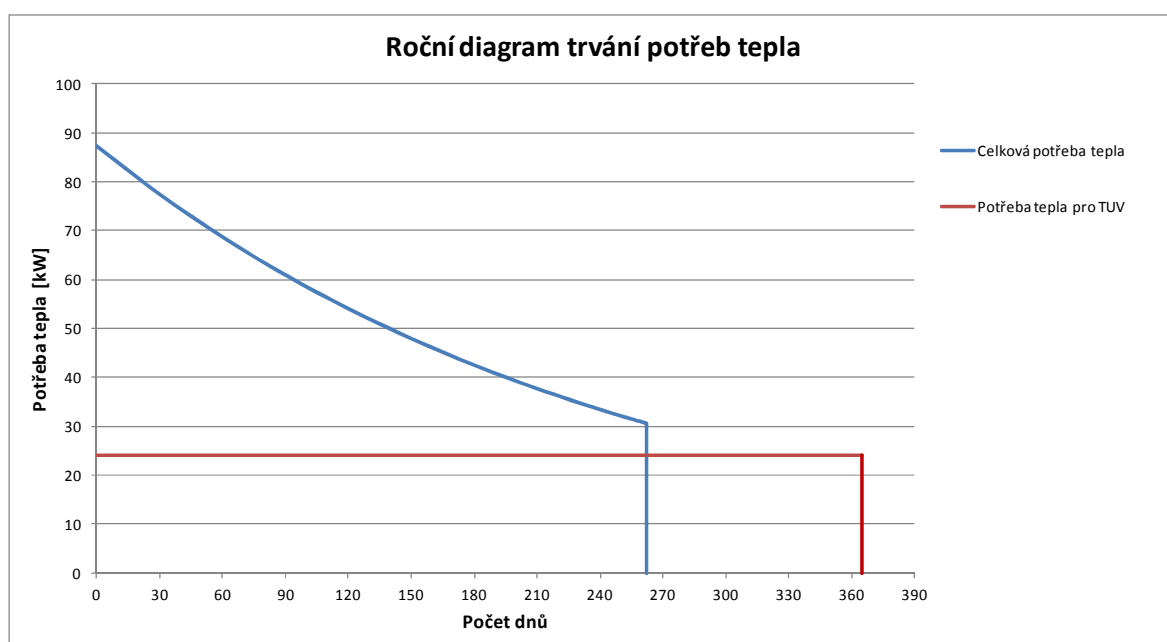
Tabulka č. 1 – Roční diagram potřeb tepla

Uvedené hodnoty jsou vyznačeny v ročním diagramu spotřeb tepla pro vytápění a přípravu TUV, který je znázorněn na grafu č. 1.



Graf č. 1 – Roční diagram potřeb tepla podle naměřených spotřeb

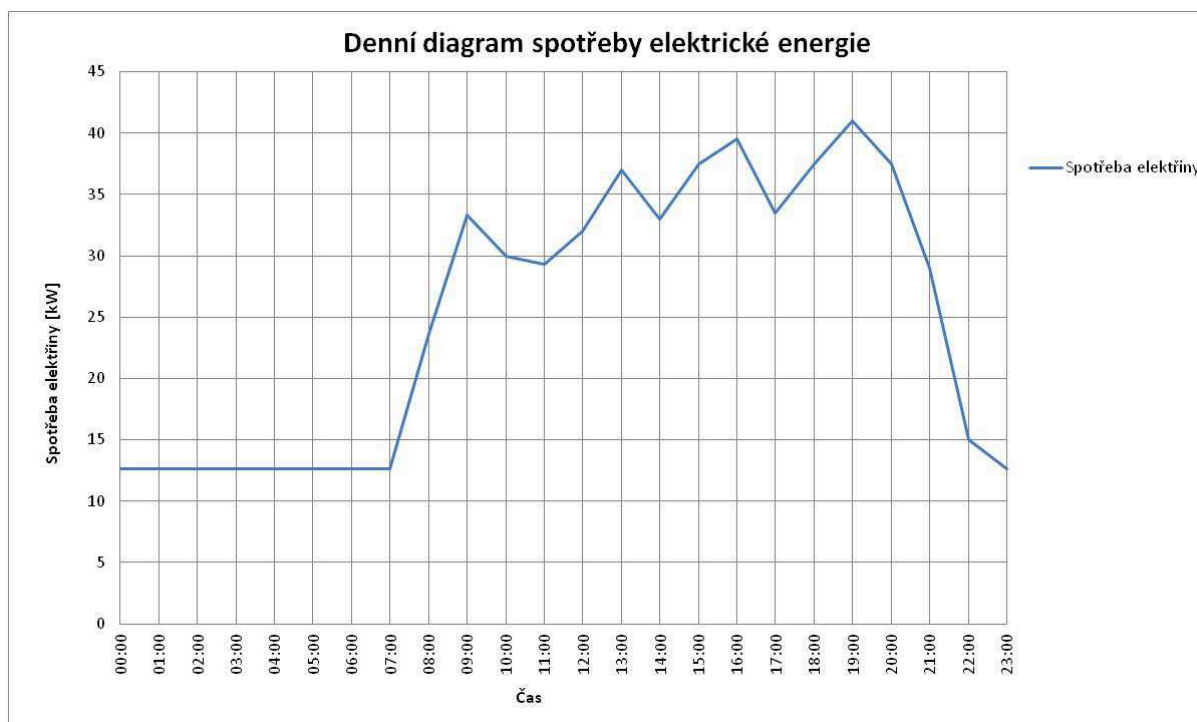
Diagram byl proložen regresní funkcí a pomocí rovnice této regresní funkce $y = 87,464 \cdot e^{-0,004x}$ bylo vypočítáno roční trvání potřeb tepla a vytvořen roční diagram trvání potřeb tepla, viz graf č. 2. Maximální tepelný výkon zdroje tepla je 87 kW.



Graf č. 2 – Roční diagram potřeb tepla

4.2 Diagram spotřeby elektrické energie

Kogenerační jednotka v hotelu zajistí pokrytí vlastní spotřeby elektrické energie, která je během dne relativně rovnoměrná. V noci KJ zajistí dodávku elektřiny pro noční provoz hotelu, především dohřev bazénových vod a noční osvětlení hotelových prostor. Z naměřených hodnot spotřeb elektrické energie (příloha B), byl vytvořen denní diagram spotřeby elektrické energie, viz graf č. 3.



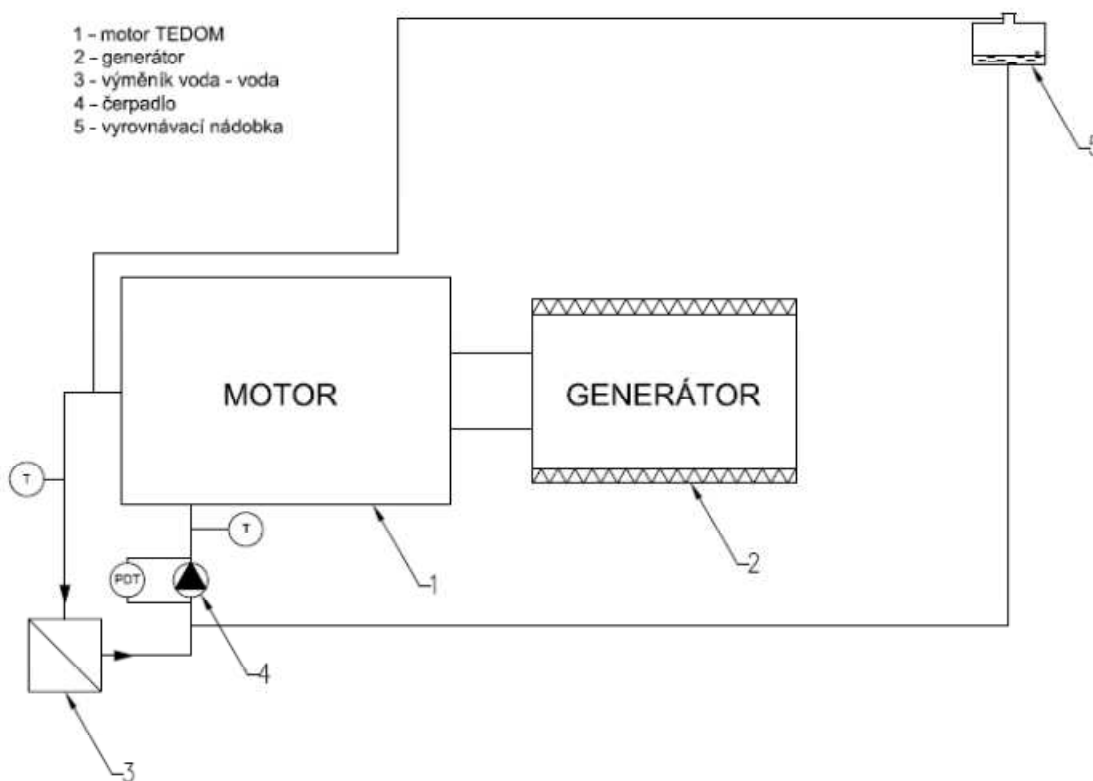
Graf č. 3 – Denní diagram spotřeby elektrické energie

4.3 Hlavní části kogenerační jednotky

Základním prvkem KJ je plynový spalovací motor, který přeměňuje chemickou energii obsaženou v palivu na mechanickou energii a tepelnou odpadní energii. Mechanická energie se v generátoru přemění na elektrickou. Další části KJ tvoří primární a sekundární chladicí okruh, pomocí kterých se odvádí odpadní teplo z motoru pro další využití. Pro přívod a regulaci plynu do motoru slouží palivový okruh, mezi další části kogenerační jednotky patří olejová soustava, řídicí jednotka, soustava snímačů a ochran atd. Níže budou podrobněji popsány tři základní prvky KJ – primární okruh, sekundární okruh a palivová soustava.

4.4 Primární okruh

Primární okruh v kogenerační jednotce odebírá teplo z chladicího systému motoru a předává jej do sekundárního okruhu přes výměník voda-voda. Schéma primárního okruhu je znázorněno na obr. č. 13.



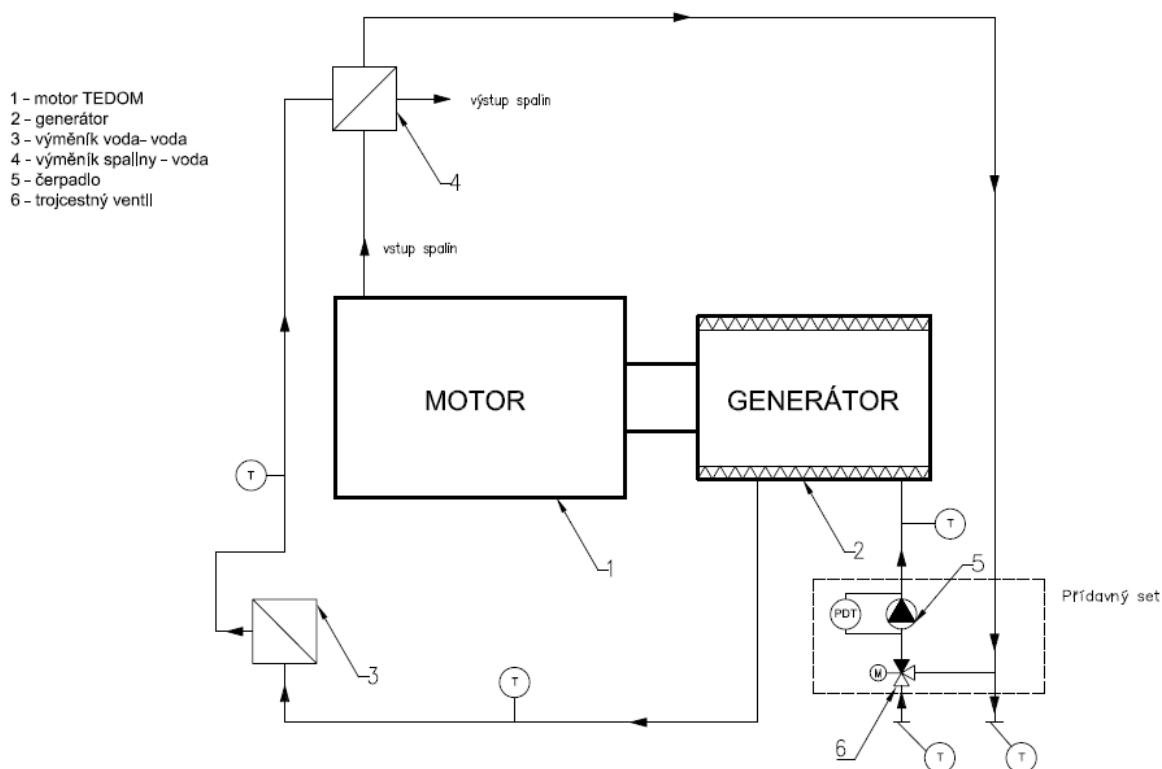
Obrázek č. 13 – Schéma primárního okruhu kogenerační jednotky

Chladicí voda je dopravována oběhovým čerpadlem 4 do systému chlazení motoru, kde odebírá teplo spalovacímu motoru, vznikající při jeho provozu. Voda po průchodu chladicím systémem motoru pokračuje do výměníku voda-voda 3, kde předává tepelnou energii sekundárnímu okruhu. Výměník voda-voda slouží v systému kogenerační jednotky k předehřevu topné vody. Vyrovnávací nádržka 5 slouží k odvzdušnění primárního okruhu při uvádění do provozu a k vyrovnání jeho objemu a tlaku při změně teploty chladicí vody.

4.5 Sekundární okruh

Sekundární okruh kogenerační jednotky představuje tepelnou soustavu, která je přímo určená pro zapojení do topné soustavy hotelu. Okruh odebírá teplo ze spalín vznikajících při provozu plynového motoru přes výměník spaliny-voda.

Obrázek č. 14 znázorňuje schéma sekundárního okruhu.

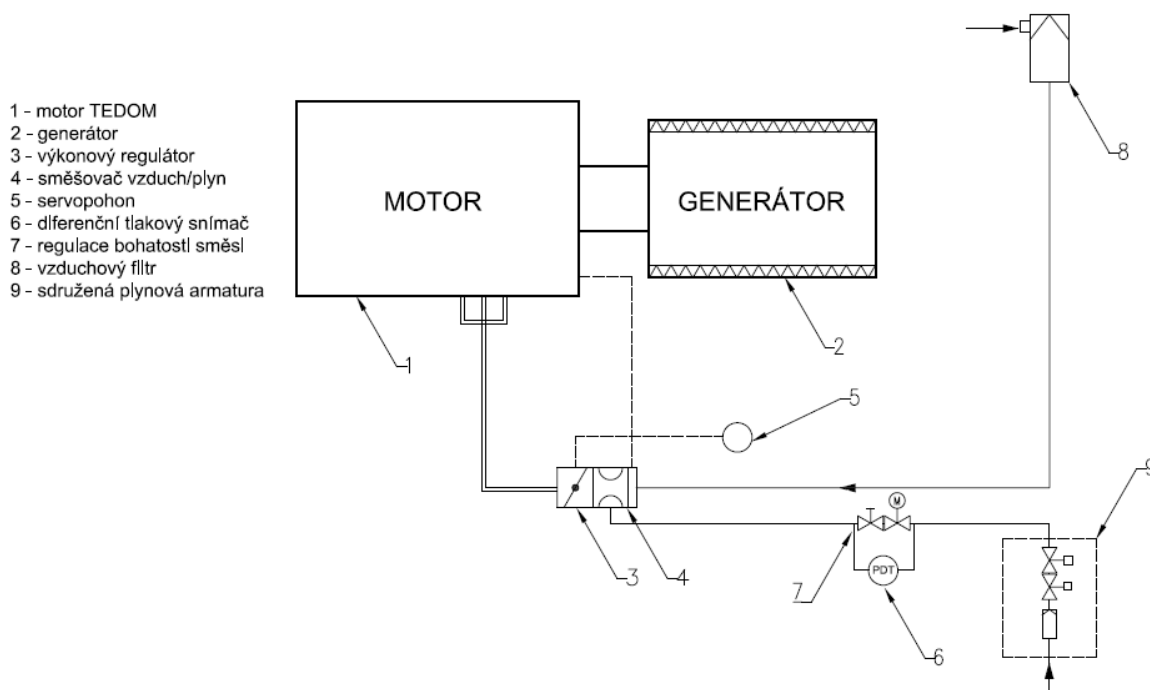


Obrázek č. 14 – Schéma sekundárního okruhu kogenerační jednotky

Vratná topná voda proudí z topného systému a prochází přes přídavný set do pláště generátoru, kde odebírá teplo uvolněné z vinutí generátoru. Voda následně prochází výměníkem voda-voda 3, kde dochází k přehřevu topné vody. Odtud je vedena do spalínového výměníku 4, zde přebírá tepelnou energii spalín a dohřívá se na požadovanou teplotu. Následně topná voda vstupuje z kogenerační jednotky do topného systému přes přípojovací armaturu.

4.6 Palivový okruh

Přivedení a zpracování plynu v kogenerační jednotce zajišťuje plynová trasa, kterou znázorňuje obrázek č. 15.



Obrázek č. 15 – Schéma palivového okruhu kogenerační jednotky

Plyn vstupuje do potrubí přes plynovou armaturu 9, která obsahuje filtr, uzavírací ventil a regulátor plynu. Přes další prvky 7 plynové trasy vstupuje do směšovače 4, kde se mísí se spalovacím vzduchem nasávaným přes vzduchový filtr 8. Výkonový regulátor 3 upraví množství spalovací směsi a ta následně vstupuje do válců motoru.

4.7 Varianta 1 - KJ s pístovým spalovacím motorem Micro T7

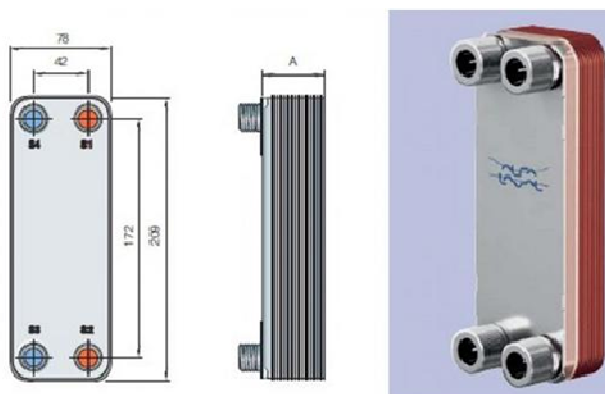
Základem kogenerační jednotky ve variantě 1 je pístový spalovací motor Micro T7 od firmy Tedom a.s. Jeho základní parametry jsou uvedeny v tabulce č. 2. Plynový motor pohání generátor elektrického proudu. Teplo uvolněné během provozu motoru se odvádí navazujícími technologiemi KJ pro jeho využití.

motor Micro T7			
Jmenovitý elektrický výkon	P_{jme}	[kW]	7
Jmenovitý tepelný výkon	P_{jmt}	[kW]	18
Spotřeba plynu	V_{pl}	[m ³ ·h ⁻¹]	2,85
Maximální výkon motoru	P_{max}	[kW]	9
Otáčky motoru	n	[min ⁻¹]	1500
Kompresní poměr	e	[-]	9

Tabulka č. 2 – Parametry motoru Micro T7

4.7.1 Výměník voda-voda pro chlazení motoru Micro T7

Výměník voda-voda zajišťuje odvod tepla z chlazení motoru a zároveň slouží pro předehřev topné vody. Teplo vznikající při provozu motoru tvoří asi dvě třetiny celkové tepelné energie motoru Micro T7. Výměník má výkon 10,5 kW¹. Na primární straně ochlazuje chladicí vodu o teplotě 90 °C, vystupující z chladicího systému motoru na teplotu 70 °C, na sekundární straně je předáváno teplo chladicí vody vratné topné vodě topného systému, která se předehřívá ze 45 °C na 55 °C. Jako vhodný výměník byl v programu Alfa Select navržen deskový výměník s označením CB14-10H od firmy Alfa Laval, viz příloha C. Na obrázku č. 16 je znázorněn navrhovaný výměník voda-voda.



Obrázek č. 16 – Deskový výměník Alfa Laval CB14-10H

¹ Výkon výměníku voda-voda byl stanoven odečtením tepelného výkonu spalin od celkového výkonu motoru Micro T7

4.7.2 Návrh výměníku spaliny-voda pro KJ s pístovým spalovacím motorem Micro T7

Výměník spaliny-voda dohřívá topnou vodu z 55 °C na 65 °C tím, že odebírá na své primární straně tepelnou energii ze spalin motoru a předává ji na sekundární straně topné vodě. Z celkového odpadního tepla motoru tvoří tepelná energie spalin asi jednu třetinu tepla.

V tabulce č. 3 jsou zadány technické parametry pro výpočet a konstrukční návrh výměníku tepla na využití odpadního tepla spalin, které vznikají při spalování zemního plynu v pístovém motoru Micro T7.

Objemový tok zemního plynu	V_{pl}	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	2,85
Teplota spalin na vstupu do výměníku	$t_{sp,in}$	$[^{\circ}C]$	710
Teplota spalin na výstupu z výměníku	$t_{sp,out}$	$[^{\circ}C]$	150
Teplota vody na vstupu do výměníku	$t_{v,in}$	$[^{\circ}C]$	65
Teplota vody na výstupu z výměníku	$t_{v,out}$	$[^{\circ}C]$	55
Teoretické množství spalovacího vzduchu	$V_{vz,t}$	$[m^3_n \cdot m^{-3}_n]$	9,707
Teoretické množství vlhkých spalin	$V_{sp,t}^v$	$[m^3_n \cdot m^{-3}_n]$	10,7
Přebytek vzduchu	l	$[-]$	1,1
Teplota zemního plynu	t	$[^{\circ}C]$	15
Normální teplota	T	$[K]$	273

Tabulka č. 3 – Zadané parametry pro výpočet spalinového výměníku

Návrh výměníku byl proveden s použitím literatury [1,5].

Určení entalpie spalin a spalovacího vzduchu při zadaných teplotách pro výpočet tepelného výkonu výměníku spaliny-voda:

$$i_{sp,710} = 1,430255 \cdot t + 0,000114116 t^2 \quad (1.5)$$

$$i_{sp,710} = 1,430255 \cdot 710 + 0,000114116 \cdot 710^2 = 1073 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$i_{vz,710} = 1,335715 \cdot t + 0,000079411 t^2 \quad (1.6)$$

$$i_{vz,710} = 1,335715 \cdot 710 + 0,000079411 \cdot 710^2 = 988 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$i_{sp,150} = 1,430255 \cdot t + 0,000114116 t^2 \quad (1.7)$$

$$i_{sp,150} = 1,430255 \cdot 150 + 0,000114116 \cdot 150^2 = 217 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$i_{vz,150} = 1,335715 \cdot t + 0,000079411 \cdot t^2 \quad (1.8)$$

$$i_{vz,150} = 1,335715 \cdot 150 + 0,000079411 \cdot 150^2 = 202 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

kde $i_{sp,710...}$ je entalpie spalín při teplotě 710 °C

$i_{vz,710...}$ je entalpie vzduchu při teplotě 710 °C

$i_{sp,150...}$ je entalpie spalín při teplotě 150 °C

$i_{vz,150...}$ je entalpie vzduchu při teplotě 150 °C

Přepočet objemového toku zemního plynu na normální podmínky:

$$\dot{V}_{pl,n} = \frac{\dot{V}_{pl} \cdot T_n}{T_{pl}} = \frac{2,85 \cdot 273}{288} = 2,7 \quad [m_n^3 \cdot hod^{-1}] \quad (1.9)$$

kde $\dot{V}_{pl}...$ je objemový tok zemního plynu

$\dot{V}_{pl,n}...$ je objemový tok zemního plynu při normální teplotě

$T_n...$ je normální teplota

$T_{pl}...$ je teplota plynu

Výpočet tepelného výkonu výměníku spaliny-voda:

$$\dot{V}_{sp,sk}^v = \dot{V}_{pl,n} \cdot (\dot{V}_{sp,t}^v + (\lambda - 1) \cdot \dot{V}_{vz,t}^v) \quad (2)$$

$$\dot{V}_{sp,sk}^v = 2,7 \cdot (10,7 + (1,1 - 1) \cdot 9,707) = 31,53 \quad [m_n^3 \cdot hod^{-1}]$$

$$Q = \dot{V}_{pl,n} \cdot [(\dot{V}_{sp,t}^v \cdot i_{sp,710} + (\lambda - 1) \cdot \dot{V}_{vz,t}^v \cdot i_{vz,710}) - (\dot{V}_{sp,t}^v \cdot i_{sp,150} + (\lambda - 1) \cdot \dot{V}_{vz,t}^v \cdot i_{vz,150})] \quad (2.1)$$

$$Q = \frac{2,7}{3600} \cdot [(10,7 \cdot 1073 + (1,1 - 1) \cdot 9,707 \cdot 988) - (10,7 \cdot 217 + (1,1 - 1) \cdot 9,707 \cdot 202)]$$

$$Q = 7,442 \quad [kW]$$

kde $\dot{V}_{sp,sk}^v...$ je skutečný objemový tok vlhkých spalín při normální teplotě

$\dot{V}_{sp,t}^v...$ je teoretické množství vlhkých spalín při normální teplotě

$\dot{V}_{vz,t}^v...$ je teoretické množství spalovacího vzduchu při normální teplotě

$\lambda...$ je přebytek vzduchu

$Q...$ je tepelný výkon spalín

Volba trubek, kterými bude proudit voda jako chladicí médium spalín:

Měděné trubky tažené za studena ČSN 42 8710

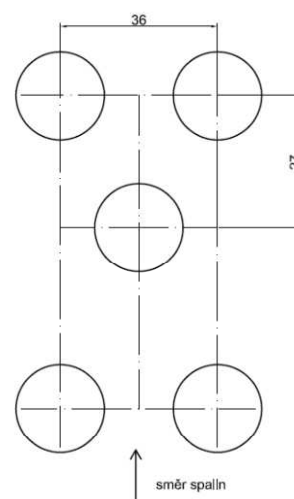
D... vnější průměr, $D = 18 \text{ mm}$

d... vnitřní průměr, $d = 16 \text{ mm}$

t_s ... tloušťka stěny, $t_s = 1 \text{ mm}$

s_1 ... příčný rozestup trubek, $s_1 = 36 \text{ mm}$

s_2 ... podélný rozestup trubek, $s_2 = 27 \text{ mm}$



Obrázek č. 17 – Rozteč trubek

Výpočet rychlosti spalin proudících ve výměníku:

Střední teplota spalin

$$T_{stř} = \frac{710 + 150}{2} = 430^\circ\text{C} = 703 \quad [\text{K}] \quad (2.2)$$

Skutečné množství spalin při střední teplotě

$$\dot{V}_{sp,sk,stř} = \frac{\dot{V}_{sp,sk}^v \cdot T_{stř}}{T_n} = \frac{31,53}{3600} \cdot \frac{703}{273} = 0,0226 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.3)$$

kde $T_{stř}$... je střední teplota spalin

T_n ... je teplota v normálním stavu

$\dot{V}_{sp,sk,stř}$... je skutečné množství vlhkých spalin při střední teplotě

$\dot{V}_{sp,sk}^v$... je skutečné množství vlhkých spalin při normální teplotě

Plochy pro proudění spalin

$$S_{vým} = d_{vým} \cdot l_{vým} = 0,135 \cdot 0,5 = 0,0675 \quad [\text{m}^2] \quad (2.4)$$

$$S_{tr} = z_{tr} \cdot D \cdot l_{tr} = 7 \cdot 0,018 \cdot 0,5 = 0,063 \quad [\text{m}^2] \quad (2.5)$$

kde $S_{vým}$... je plocha spalinového průtahu výměníku

S_{tr} ... je plocha trubek uložených ve výměníku

$d_{vým}$... je vnitřní průměr trubkového výměníku

$l_{vým}$... je délka výměníku

D ... je vnější průměr trubek

l_{tr} ... je délka trubky

z_{tr} ... je počet trubek ve vystřídání

Rychlost spalin

$$v_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp,sk,stř}}{S_{vým} - S_{tr}} = \frac{0,0226}{0,0675 - 0,063} = 5 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.6)$$

kde $\dot{V}_{sp,sk,stř}...$ je skutečné množství vlhkých spalin při střední teplotě

$v_{sp}...$ je rychlost spalin

$S_{vým}...$ je plocha spalinového průtahu výměníku

$S_{tr}...$ je plocha trubek uložených ve výměníku

Ve výpočtech bude počítáno se zvolenou rychlostí spalin $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, která je přibližně stejná jako vypočtená rychlost spalin.

Výpočet přestupu tepla konvekcí spalin:

$$\alpha_{k,sp} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{st,sp}}{D} \cdot \left(\frac{v_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (2.7)$$

$$\alpha_{k,sp} = 1 \cdot 0,348 \cdot \frac{0,05958}{0,018} \cdot \left(\frac{7 \cdot 0,018}{62,36 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,634^{0,33} = 95,3 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

kde $\alpha_{k,sp}...$ je přestup tepla konvekcí spalin

$C_z...$ je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru, $C_z = 1$

$C_s...$ je korekční součinitel na uspořádání svazku, $C_s = 0,348$

$\lambda_{st,sp}...$ je součinitel tepelné vodivosti spalin, $\lambda_{st,sp} = 0,05958 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$v_{sp}...$ je rychlost spalin zvolená, $v_{sp} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$\text{Pr}...$ je Prandtlovo číslo, $\text{Pr} = 0,634$

$\nu...$ je kinematická viskozita, $\nu = 62,36 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

$D...$ je vnější průměr trubky

Určení korekčního součinitele na uspořádání svazku C_s :

C_s je v závislosti na poměrné příčné rozteči trubek σ_1 a parametru ϕ_σ

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{36}{18} = 2 \quad (2.8)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{27}{18} = 1,5 \quad (2.9)$$

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 4 + 2,25} = 1,8 \quad (3)$$

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2 - 1}{1,8 - 1} = 1,25 \quad (3.1)$$

pro $0,1 < \varphi_{\sigma} \leq 1,7$ platí $C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1}$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1} = 0,34 \cdot 1,25^{0,1} = 0,348 \quad (3.2)$$

Přestup tepla sáláním spalin je zanedbán.

Volba teplotního spádu výměníku:

$$\Delta t_{st} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(710 - 65) - (150 - 55)}{\ln \frac{(710 - 65)}{(150 - 55)}} = 287 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.3)$$

kde $\Delta t_{st}...$ je střední teplotní spád výměníku

$\Delta t'...$ je teplotní spád spalin a vody na začátku výhřevné plochy

$\Delta t''...$ je teplotní spád spalin a vody na konci výhřevné plochy

Výpočet potřebného množství vody ve výměníku:

$$Q = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} \cdot (t_2' - t_2'') \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q}{c_{p,H_2O} \cdot (t_2' - t_2'')} = \frac{7,442}{4,182 \cdot (65 - 55)} = 0,178 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

kde $Q...$ je tepelný výkon spalin

$\dot{m}_{H_2O}...$ je hmotnostní průtok vody

$c_{p,H_2O}...$ je měrná plynová konstanta, $c_{p,H_2O} = 4,182 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, vypočteno v EES pro teplotu 60°C a absolutní tlak v topném systému 350 kPa

$t_2'...$ je výstupní teplota z výměníku

$t_2''...$ je vstupní teplota do výměníku

Výpočet rychlosti vody:

$$S_{tr,d} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,0002 \quad [\text{m}^2] \quad (3.5)$$

$$v_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{S_{tr,d}} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{S_{tr,d} \cdot \rho_{H_2O}} = \frac{0,178}{0,0002 \cdot 983,3} = 0,9 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.6)$$

kde $S_{tr,d}...$ je vnitřní průřez trubky

$d...$ je vnitřní průměr trubky

$\dot{V}_{H_2O}...$ je objemový průtok vody

\dot{m}_{H_2O} ... je hmotnostní průtok vody

ρ_{H_2O} ... je hustota vody, vypočteno v EES pro teplotu 60 °C a absolutní tlak v topném systému 350 kPa

Výpočet přestupu tepla konvekcí vody:

$$\alpha_{k,H_2O} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{st,H_2O}}{d} \cdot \left(\frac{v_{H_2O} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (3.7)$$

$$\alpha_{k,H_2O} = 0,023 \cdot \frac{0,659}{0,016} \cdot \left(\frac{0,9 \cdot 0,016}{48 \cdot 10^{-8}} \right)^{0,8} \cdot 2,98^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 5596 \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right]$$

kde α_{k,H_2O} ... je přestup tepla konvekcí vody

λ_{st,H_2O} ... je součinitel tepelné vodivosti vody, $\lambda_{st} = 0,659 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

v_{H_2O} ... je rychlost vody vypočtená, $v_{H_2O} = 0,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Pr ... je Prandtlovo číslo, $Pr = 2,98$

ν ... je kinematická viskozita, $\nu = 48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

d ... je vnitřní průměr trubky

C_t ... je opravný koeficient závislý na teplotě proudu a stěny, při ochlazování spalin

$C_t = 1$

C_l ... je opravný koeficient na poměrnou délku, $C_l = 1$

C_m ... je opravný koeficient při proudění v mezikruží, $C_m = 1$

Výpočet prostupu tepla trubkou:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{k,sp} \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{Cu}} + \frac{1}{\alpha_{k,H_2O}}} \quad (3.8)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{95,3 \cdot 0,018} + \frac{1}{2 \cdot 364} + \frac{1}{5596 \cdot 0,016}} = 5,27 \left[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \right]$$

kde k ... je součinitel prostupu tepla

$\alpha_{k,sp}$... je celkový přestup tepla

α_{k,H_2O} ... je celkový přestup tepla

d ... je vnitřní průměr trubky

D ... je vnější průměr trubky

λ_{Cu} ... je součinitel tepelné vodivosti mědi, $\lambda_{Cu} = 364 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Stanovení celkové délky výhřevné plochy trubek:

$$L_{tr} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{st}} = \frac{7442}{5,27 \cdot 287} = 4,92 \quad [m] \quad (3.9)$$

kde $L_{tr}...$ je celková délka trubek

$k...$ je součinitel prostupu tepla

$Q...$ je tepelný výkon spalin

$\Delta t_{st}...$ je střední teplotní spád výměníku

Volba počtu trubek:

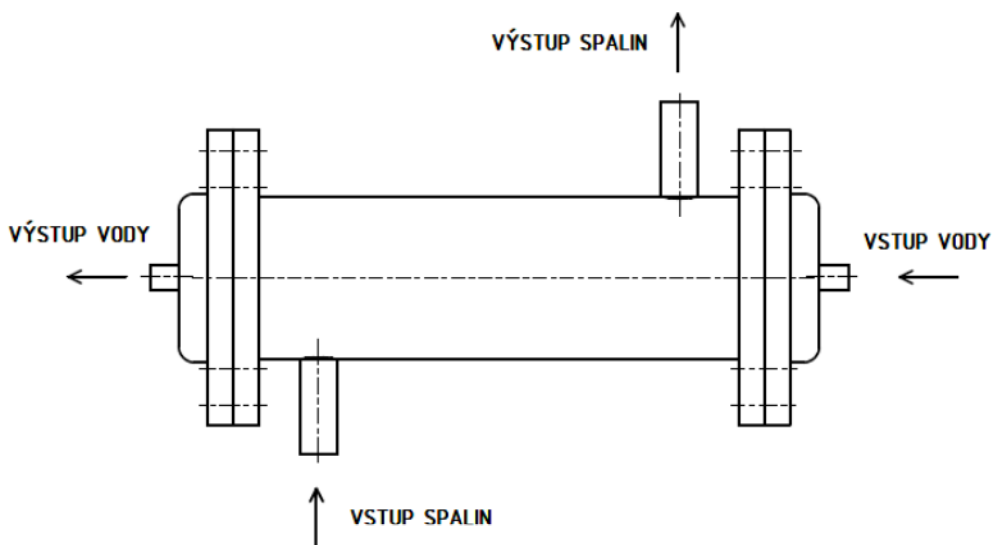
$n_{tr}...$ počet trubek volím 10

Výpočet délky jedné trubky:

$$l_{tr} = \frac{L_{tr}}{n_{tr}} = \frac{4,92}{10} = 0,492 \quad [m] \quad (4)$$

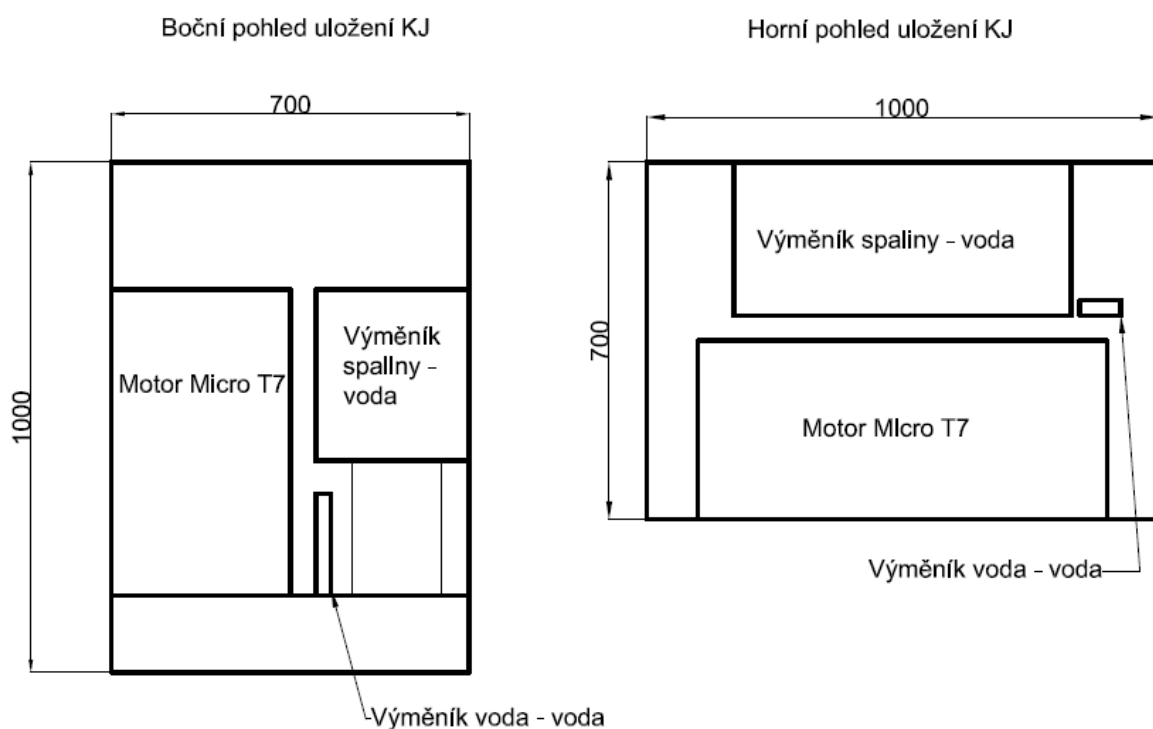
volím délku jedné trubky $l_{tr} = 0,5 \text{ m}$

Navrhovaný výměník spaliny-voda je trubkového typu s vnitřním průměrem 135 mm a s délkou 0,5 m. Plášť výměníku je tvořen ocelovou bezešvou trubkou 152,4 x 8,7 mm ČSN 425715. Ve výměníku je vodorovně uspořádáno deset měděných trubek, ve kterých proudí voda. Spaliny se ochlazují příčným prouděním mezi trubkami. Na obr. č. 18 je znázorněn navržený výměník spaliny-voda pro kogenerační jednotku Micro T7. Konstrukční řešení výměníku je uvedeno v příloze D.



Obrázek č. 18 – Výměník spaliny – voda pro motor Micro T7

Motor i oba výměníky tepla budou uloženy v plechové schráně s protihlukovou izolací.



Obrázek č. 19 – Uložení KJ s motorem Micro T7

4.8 Varianta 2 - KJ s pístovým spalovacím motorem Micro T30

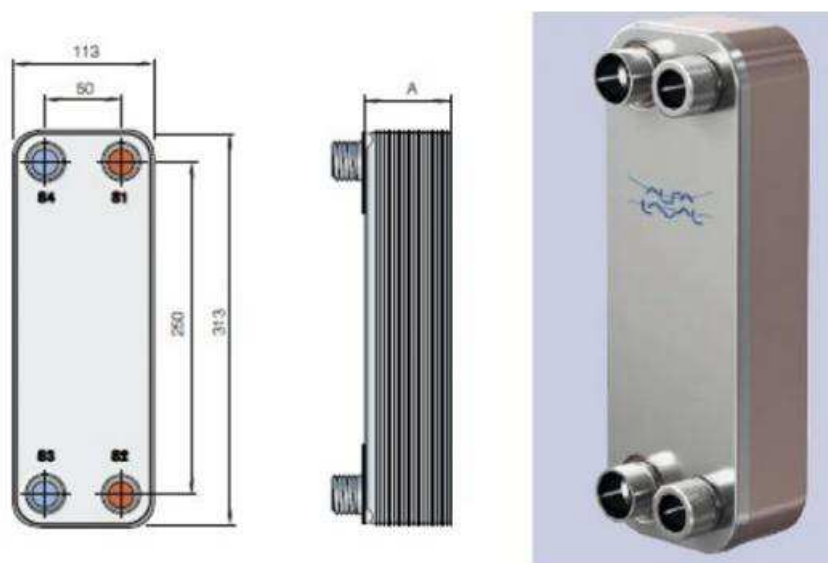
V druhé variantě byl pro pohon kogenerační jednotky navržen motor o výkonu Micro T30 od firmy Tedom a.s. V tabulce č. 4 jsou zobrazeny parametry motoru.

motor Micro T30			
Jmenovitý elektrický výkon	P_{jme}	[kW]	30
Jmenovitý tepelný výkon	P_{jmt}	[kW]	62
Spotřeba plynu	V_{pl}	[m ³ ·h ⁻¹]	10,2
Maximální výkon motoru	P_{max}	[kW]	33
Otáčky motoru	n	[min ⁻¹]	1500
Kompresní poměr	e	[-]	13

Tabulka č. 4 – Parametry motoru Micro T30

4.8.1 Výměník voda-voda pro chlazení motoru Micro T30

U motoru Micro T30 pracuje výměník voda-voda na stejném principu jako výměník u motoru Micro T7. Zajišťuje odvod tepla z chlazení motoru a zároveň slouží pro předeřev topné vody. Výměník o výkonu $35,5 \text{ kW}^2$ ochlazuje na primární straně chladicí vodu o teplotním spádu $90/70 \text{ }^\circ\text{C}$, na sekundární straně ohřívá topnou vodu ze $45 \text{ }^\circ\text{C}$ na $55 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro chlazení motoru Micro T30 byl pomocí programu Alfa Select navržen deskový výměník tepla od firmy Alfa Laval s označením CB30-10L, viz příloha E. Na obrázku č. 20 je znázorněn navrhovaný výměník voda-voda.



Obrázek č. 20 – Deskový výměník Alfa Laval CB30-10L

² Výkon výměníku voda-voda byl stanoven jako rozdíl celkového tepelného výkonu a vypočteného tepelného výkonu spalín u motoru Micro T30

4.8.2 Návrh výměníku spaliny-voda pro KJ s pístovým spalovacím motorem Micro T30

Výměník spaliny-voda slouží k ohřevu topné vody z 55 °C na 65 °C. Výměník odebírá odpadní teplo spalin motoru a předává ho topnému médiu. Tepelná energie spalin tvoří asi jednu třetinu celkového odpadního tepla motoru.

Tabulka č. 5 zobrazuje technické parametry pro výpočet a konstrukční návrh výměníku spaliny-voda pro motor Micro T30.

Objemový tok zemního plynu	V_{pl}	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	10,2
Teplota spalin na vstupu do výměníku	$t_{sp,in}$	$[^{\circ}C]$	710
Teplota spalin na výstupu z výměníku	$t_{sp,out}$	$[^{\circ}C]$	150
Teplota vody na vstupu do výměníku	$t_{v,in}$	$[^{\circ}C]$	65
Teplota vody na výstupu z výměníku	$t_{v,out}$	$[^{\circ}C]$	55
Teoretické množství spalovacího vzduchu	$V_{vz,t}$	$[m^3_n \cdot m^{-3}_n]$	9,707
Teoretické množství vlhkých spalin	$V^v_{sp,t}$	$[m^3_n \cdot m^{-3}_n]$	10,7
Přebytek vzduchu	l	$[-]$	1,1
Teplota zemního plynu	t	$[^{\circ}C]$	15
Normální teplota	T_n	$[K]$	273

Tabulka č. 5 – Zadané parametry pro výpočet spalínového výměníku

Návrh výměníku byl proveden podle literatury [1,5].

Určení entalpií spalin a spalovacího vzduchu pro určení tepelného výkonu výměníku spaliny-voda:

$$i_{sp,710} = 1,430255 \cdot t + 0,000114116 t^2 \quad (4.1)$$

$$i_{sp,710} = 1,430255 \cdot 710 + 0,000114116 \cdot 710^2 = 1073 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$i_{vz,710} = 1,335715 \cdot t + 0,000079411 t^2 \quad (4.2)$$

$$i_{vz,710} = 1,335715 \cdot 710 + 0,000079411 \cdot 710^2 = 988 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$i_{sp,150} = 1,430255 \cdot t + 0,000114116 t^2 \quad (4.3)$$

$$i_{sp,150} = 1,430255 \cdot 150 + 0,000114116 \cdot 150^2 = 217 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

$$i_{vz,150} = 1,335715 \cdot t + 0,000079411 t^2 \quad (4.4)$$

$$i_{vz,150} = 1,335715 \cdot 150 + 0,000079411 \cdot 150^2 = 202 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

kde $i_{sp,710}...$ je entalpie spalin při teplotě 710 °C

$i_{vz,710}...$ je entalpie vzduchu při teplotě 710 °C

$i_{sp,150}...$ je entalpie spalin při teplotě 150 °C

$i_{vz,150}...$ je entalpie vzduchu při teplotě 150 °C

Přepočet objemového toku zemního plynu na normální podmínky:

$$\dot{V}_{pl,n} = \frac{\dot{V}_{pl} \cdot T_n}{T_{pl}} = \frac{10,2 \cdot 273}{288} = 9,67 \quad [m_n^3 \cdot \text{hod}^{-1}] \quad (4.5)$$

kde $\dot{V}_{pl}...$ je objemový tok zemního plynu

$\dot{V}_{pl,n}...$ je objemový tok zemního plynu při normální teplotě

$T_n...$ je normální teplota

$T_{pl}...$ je teplota plynu

Výpočet tepelného výkonu výměníku spaliny-voda:

$$\dot{V}_{sp,sk}^v = \dot{V}_{pl,n} \cdot (\dot{V}_{sp,t}^v + (\lambda - 1) \cdot \dot{V}_{vz,t}^v) \quad (4.6)$$

$$\dot{V}_{sp,sk}^v = \frac{9,67}{3600} \cdot (10,7 + (1,1 - 1) \cdot 9,707) = 0,031 \quad [m_n^3 \cdot s^{-1}]$$

$$Q = \dot{V}_{pl,n} \cdot [(\dot{V}_{sp,t}^v \cdot i_{sp,710} + (\lambda - 1) \cdot \dot{V}_{vz,t}^v \cdot i_{vz,710}) - (\dot{V}_{sp,t}^v \cdot i_{sp,150} + (\lambda - 1) \cdot \dot{V}_{vz,t}^v \cdot i_{vz,150})] \quad (4.7)$$

$$Q = \frac{9,67}{3600} \cdot [(10,7 \cdot 1073 + (1,1 - 1) \cdot 9,707 \cdot 988) - (10,7 \cdot 217 + (1,1 - 1) \cdot 9,707 \cdot 202)]$$

$$Q = 26,652 \quad [kW]$$

kde $\dot{V}_{sp,sk}^v...$ je skutečný objemový tok vlhkých spalin při normální teplotě

$\dot{V}_{sp,t}^v...$ je teoretické množství vlhkých spalin při normální teplotě

$\dot{V}_{pl}...$ je objemový tok zemního plynu

$\dot{V}_{pl,n}...$ je objemový tok zemního plynu při normální teplotě

$\dot{V}_{vz,t}^v...$ je teoretické množství spalovacího vzduchu při normální teplotě

$\lambda...$ je přebytek vzduchu

$Q...$ je tepelný výkon spalin

Volba trubek pro spalínový výměník tepla:

Hladké bezešvé trubky ČSN 425715

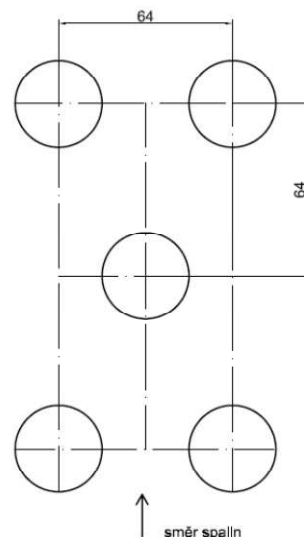
D... vnější průměr, $D = 32 \text{ mm}$

d... vnitřní průměr, $d = 26,8 \text{ mm}$

t_s ... tloušťka stěny, $t_s = 2,6 \text{ mm}$

s_1 ... příčný rozestup trubek, $s_1 = 64 \text{ mm}$

s_2 ... podélný rozestup trubek, $s_2 = 64 \text{ mm}$



Obrázek č. 21 – Rozteč trubek

Výpočet rychlosti spalin:

$$T_{stř} = \frac{710 + 150}{2} = 430^\circ\text{C} = 703 \quad [\text{K}] \quad (4.8)$$

Skutečné množství spalin při střední teplotě

$$\dot{V}_{sp,sk,stř} = \frac{\dot{V}_{sp,sk}^v \cdot T_{stř}}{T_n} = \frac{0,031 \cdot 703}{273} = 0,08 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.9)$$

kde $T_{stř}$... je střední teplota spalin

T_n ... je teplota v normálním stavu

$\dot{V}_{sp,sk,stř}$... je skutečné množství vlhkých spalin při střední teplotě

$\dot{V}_{sp,sk}^v$... je skutečné množství vlhkých spalin při normální teplotě

Určení plochy pro proudění spalin

$$S_{vým} = d_{vým} \cdot l_{vým} = 0,3 \cdot 1 = 0,3 \quad [\text{m}^2] \quad (5)$$

$$S_{tr} = z_{tr} \cdot D \cdot l_{tr} = 9 \cdot 0,032 \cdot 1 = 0,288 \quad [\text{m}^2] \quad (5.1)$$

kde $S_{vým}$... je plocha spalínového průtahu výměníku

S_{tr} ... je plocha trubek uložených ve výměníku

$d_{vým}$... je vnitřní průměr trubkového výměníku

$l_{vým}$... je délka výměníku

D... je vnější průměr trubek

l_{tr} ... je délka trubky

z_{tr} ... je počet trubek ve vystřídaném uspořádání

Rychlost spalin

$$v_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp,sk,stř}}{S_{vým} - S_{tr}} = \frac{0,08}{0,3 - 0,288} = 6,7 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.2)$$

kde $\dot{V}_{sp,sk,stř}$... je skutečné množství vlhkých spalin při střední teplotě

v_{sp} ... je rychlost spalin

$S_{vým}$... je plocha spalinového průtahu výměníku

S_{tr} ... je plocha trubek uložených ve výměníku

Ve výpočtech bude počítáno se zvolenou rychlostí spalin $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, která je přibližně stejná jako vypočtená rychlost spalin.

Výpočet přestupu tepla konvekcí spalin:

$$\alpha_{k,sp} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{st,sp}}{D} \cdot \left(\frac{v_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (5.3)$$

$$\alpha_{k,sp} = 1 \cdot 0,333 \cdot \frac{0,05958}{0,032} \cdot \left(\frac{7 \cdot 0,032}{62,36 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,634^{0,33} = 72,5 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

kde $\alpha_{k,sp}$... je přestup tepla konvekcí spalin

C_z ... je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru, $C_z = 1$

C_s ... je korekční součinitel na uspořádání svazku, $C_s = 0,333$

λ_{st} ... je součinitel tepelné vodivosti spalin, $\lambda_{st} = 0,05958 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

v_{sp} ... je rychlost spalin

Pr ... je Prandtlovo číslo, $\text{Pr} = 0,634$

ν ... je kinematická viskozita, $\nu = 62,36 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

D ... je vnější průměr trubky

Určení korekčního součinitele na uspořádání svazku C_s :

C_s je v závislosti na poměrné příčné rozteči trubek σ_1 a parametru ϕ_σ

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{64}{32} = 2 \quad (5.4)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{64}{32} = 2 \quad (5.5)$$

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1'^2 + \sigma_2'^2} = \sqrt{0,25 \cdot 4 + 4} = 2,24 \quad (5.6)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1' - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2 - 1}{2,24 - 1} = 0,81 \quad (5.7)$$

pro $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$ platí $C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1}$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 0,81^{0,1} = 0,333 \quad (5.8)$$

Přestup tepla sáláním spalin je zanedbán.

Výpočet teplotního spádu výměníku:

$$\Delta t_{st} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(710 - 65) - (150 - 55)}{\ln \frac{(710 - 65)}{(150 - 55)}} = 287 \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.9)$$

kde $\Delta t_{st} \dots$ je střední teplotní spád výměníku

$\Delta t \dots$ je teplotní spád spalin a vody na začátku výhřevné plochy

$\Delta t'' \dots$ je teplotní spád spalin a vody na konci výhřevné plochy

Výpočet množství vody ve výměníku:

$$Q = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} \cdot (t_2' - t_2'') \quad (6)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q}{c_{p,H_2O} \cdot (t_2' - t_2'')} = \frac{26,652}{4,182 \cdot (65 - 55)} = 0,637 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

kde $Q \dots$ je tepelný výkon spalin

$\dot{m}_{H_2O} \dots$ je hmotnostní průtok vody

$c_{p,H_2O} \dots$ je měrná plynová konstanta, $c_{p,H_2O} = 4,182 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, vypočteno v EES pro teplotu 60°C a absolutní tlak v topném systému 350 kPa

$t_2' \dots$ je výstupní teplota z výměníku

$t_2'' \dots$ je vstupní teplota do výměníku

Výpočet rychlosti vody:

$$S_{tr,d} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0268^2}{4} = 0,0006 \quad [m^2] \quad (6.1)$$

$$v_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{S_{tr,d}} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{S_{tr,d} \cdot \rho_{H_2O}} = \frac{0,637}{0,0006 \cdot 983,3} = 1,1 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6.2)$$

kde $S_{tr,d}$... je vnitřní průřez trubky

d ... je vnitřní průměr trubky

\dot{V}_{H_2O} ... je objemový průtok vody

\dot{m}_{H_2O} ... je hmotnostní průtok vody

ρ_{H_2O} ... je hustota vody, vypočteno v EES pro teplotu 60 °C a absolutní tlak v topném systému 350 kPa

Výpočet přestupu tepla konvekcí vody:

$$\alpha_{k,H_2O} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{st,H_2O}}{d} \cdot \left(\frac{v_{H_2O} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (6.3)$$

$$\alpha_{k,H_2O} = 0,023 \cdot \frac{0,659}{0,0268} \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 0,0268}{48 \cdot 10^{-8}} \right)^{0,8} \cdot 2,98^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 5926 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

kde α_{k,H_2O} ... je přestup tepla konvekcí vody

λ_{st,H_2O} ... je součinitel tepelné vodivosti vody, $\lambda_{st} = 0,659 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

v_{H_2O} ... je rychlost vody vypočtená, $v_{H_2O} = 0,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Pr ... je Prandtlovo číslo, $Pr = 2,98$

ν ... je kinematická viskozita, $\nu = 48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

d ... je vnitřní průměr trubky

C_t ... je opravný koeficient závislý na teplotě proudu a stěny, při ochlazování spalin

$C_t = 1$

C_l ... je opravný koeficient na poměrnou délku, $C_l = 1$

C_m ... je opravný koeficient při proudění v mezikruží, $C_m = 1$

Výpočet prostupu tepla trubkou:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{k,sp} \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{ocel}} + \frac{1}{\alpha_{k,H_2O}}} \quad (6.4)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{72,5 \cdot 0,032} + \frac{1}{2 \cdot 75} + \frac{1}{5926 \cdot 0,0268}} = 7,08 \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

kde $k...$ je součinitel prostupu tepla

$\alpha_{k,sp}...$ je celkový přestup tepla

$\alpha_{k,H_2O}...$ je celkový přestup tepla

$d...$ je vnitřní průměr trubky

$D...$ je vnější průměr trubky

$\lambda_{ocel}...$ součinitel tepelné vodivosti oceli, $\lambda_{ocel} = 75 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Celková délka výhřevné plochy trubek:

$$L_{tr} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{st}} = \frac{26652}{7,08 \cdot 287} = 13,12 \quad [m] \quad (6.5)$$

kde $L_{tr}...$ je celková délka trubek

$k...$ je součinitel prostupu tepla

$Q...$ je tepelný výkon spalin

$\Delta t_{st}...$ je střední teplotní spád výměníku

Volba počtu trubek:

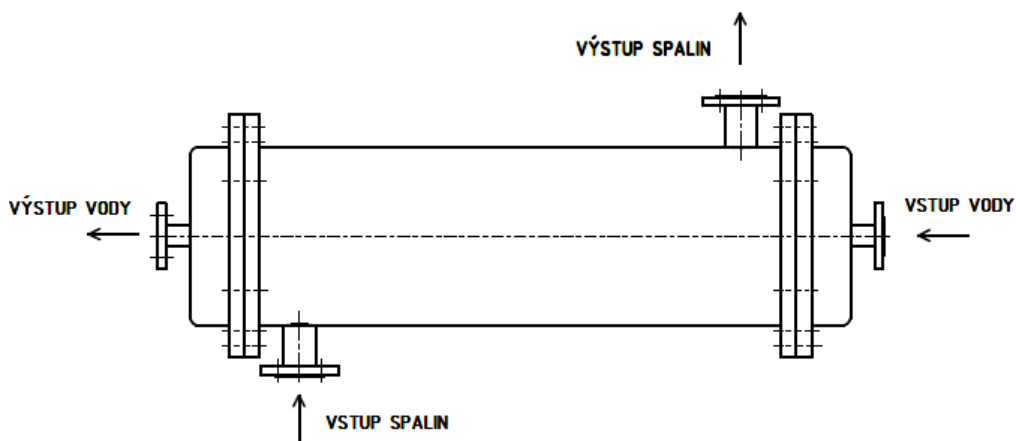
$n_{tr}...$ počet trubek volím 13

Délka jedné trubky:

$$l_{tr} = \frac{L_{tr}}{n_{tr}} = \frac{13,12}{13} = 1 \quad [m] \quad (6.6)$$

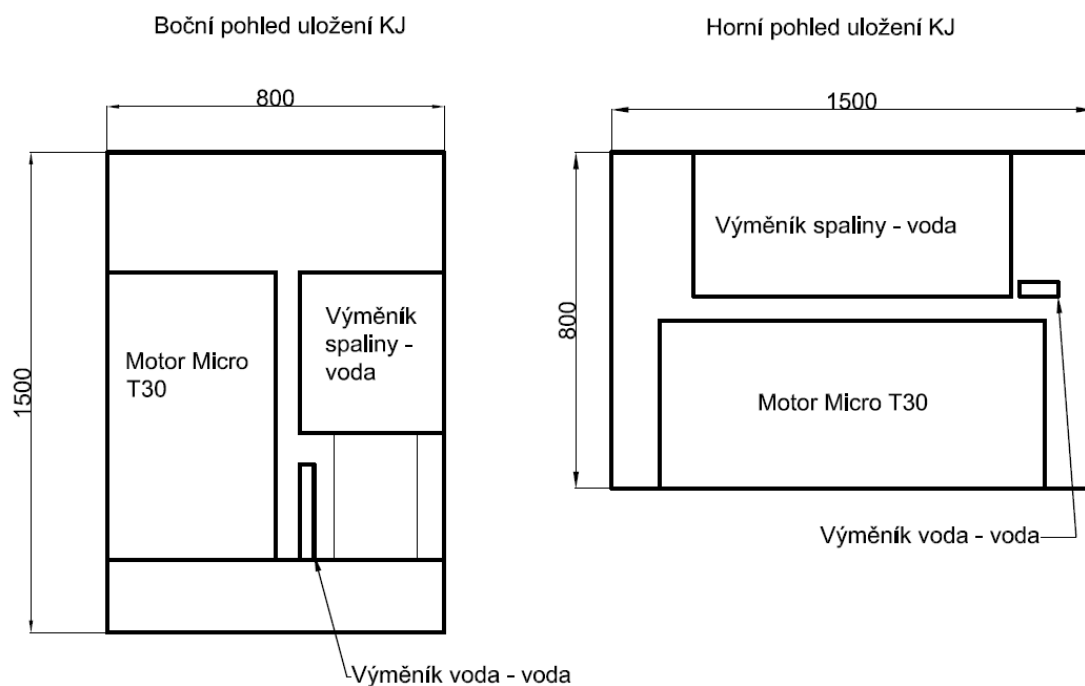
volím délku jedné trubky $l_{tr} = 1 \text{ m}$

Volím výměník trubkového typu s vnitřním průměrem 300 mm o délce 1 m. Opláštění navrhovaného spalínového výměníku tvoří ocelová trubka 324 x 12,5 mm ČSN 42 5715. Ve výměníku je horizontálně uloženo třináct ocelových trubek, v nichž proudí voda. Spaliny, které příčně proudí kolem trubek, ohřívají topnou vodu. Obrázek č. 22 znázorňuje navržený výměník spaliny-voda pro KJ s motorem Micro T30. V příloze F je zobrazeno konstrukční řešení tohoto výměníku.



Obrázek č. 22 – Spalínový výměník pro motor Micro T30

Motor bude uložen s oběma výměníky v plechovém odhlučněném krytu.



Obrázek č. 23 – Uložení KJ s motorem Micro T30

5. Technické zhodnocení navrhovaných variant

Na základě zjištěných spotřeb elektrické energie a tepla v hotelu Komorní Hůrka jsou pomocí technické analýzy navrženy optimální velikosti a počty kogeneračních zařízení ve dvou navrhovaných variantách. Posuzuje se výroba tepelné a elektrické energie v kogenerační jednotce s diagramy ročních a denních potřeb tepla a elektrické energie. Pro provoz kogeneračních jednotek se předpokládá plné využití odpadního tepla. Způsob zapojení kogeneračních jednotek s motory Micro T7 do stávajícího systému výroby tepla pro vytápění a ohřev TUV je znázorněn v příloze G.

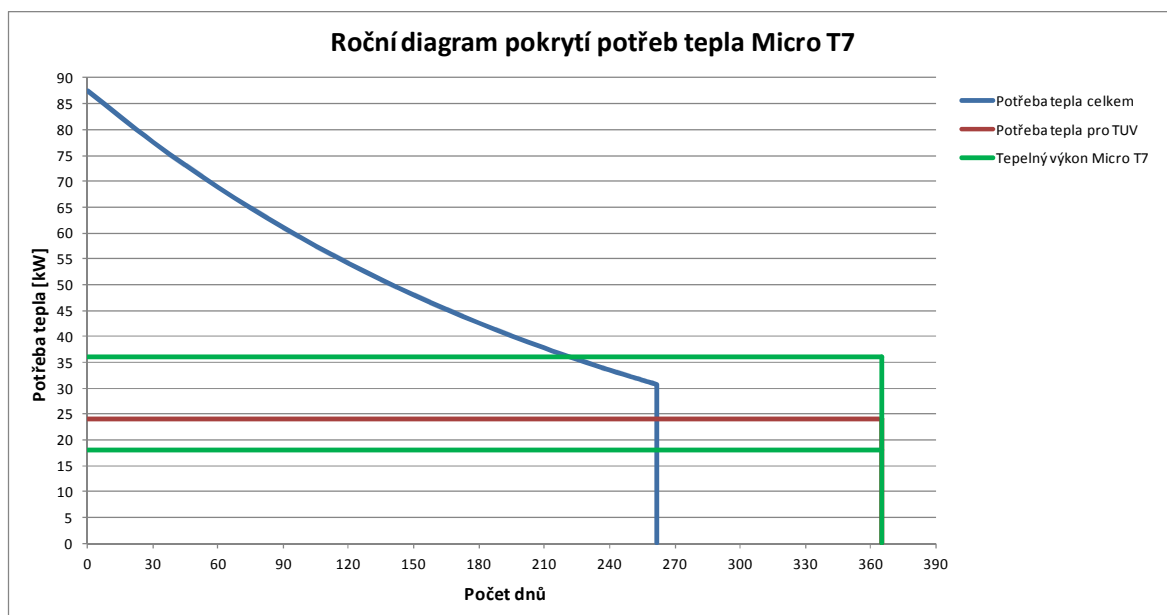
5.1 Technické zhodnocení varianty 1 – KJ se spalovacím motorem Micro T7

Pro potřeby elektrické energie a tepla hotelu vychází v této variantě jako optimální řešení zapojení dvou kogeneračních zařízení se spalovacími motory Micro T7. Jedna kogenerační jednotka bude provozována celoročně a vyrobí za rok při jmenovitém tepelném výkonu 18 kW celkem 149.000 kWh tepelné energie. Tato jednotka pokryje roční potřebu tepla na přípravu TUV v hotelu, která činí 210.000 kWh, ze 71%.

Druhá kogenerační jednotka bude provozována s maximálním výkonem po dobu 222 dní, tedy 85% doby topného období, které v lokalitě Cheb trvá 262 dnů. Během tohoto období vyrobí 96.000 kWh tepelné energie na ohřev TUV a vytápění. Do konce topného období (zbývajících 40 dní) bude u druhé KJ snížen výkon na 75% a v tomto časovém intervalu obě jednotky společně pokryjí veškeré potřeby tepla hotelu.

Po ukončení topné sezóny do zahájení nové (v mimotopném období roku) bude provozována jedna jednotka na maximální výkon, druhá pak na 25% jmenovitého výkonu. Tím bude zajištěno plné pokrytí potřeb tepla na přípravu teplé užitkové vody.

Graf č. 4 znázorňuje pokrytí potřeb tepla v hotelu Komorní Hůrka dvěma kogeneračními jednotkami se spalovacím motorem Micro T7.



Graf č. 4 – Pokrytí potřeb tepla dvěma KJ s Micro T7

Z technického hlediska lze vhodnost zapojení této varianty posoudit podle dvou ukazatelů – teplotního součinitele a roční doby využití jmenovitého výkonu kogenerační jednotky.

Roční využití jmenovitého výkonu každé kogenerační jednotky by se mělo pohybovat minimálně v rozmezí 3.000 až 4.000 provozních hodin. V posuzované variantě je předpokládán provoz první kogenerační jednotky 365 dní v roce, což představuje 8.760 provozních hodin. Při provozu KJ je nutné zohlednit i odstávky zařízení, které při bezporuchovém chodu představují časové úseky v řádech jednotek dnů. Z hlediska ročního využití jmenovitého výkonu je tedy tato kogenerační jednotka optimálně využita. Druhá KJ podle posuzovaného ukazatele rovněž vyhovuje, protože při svém jmenovitém tepelném výkonu 18 kW bude provozována bez odstávek na údržbu 222 dnů, tj. 5.330 provozních hodin.

Druhý technický ukazatel – teplotní součinitel - je stanoven jako podíl jmenovitých tepelných výkonů kogeneračních jednotek na maximálním požadovaném tepelném výkonu zdroje v hotelu Komorní Hůrka. Pro zajištění efektivního provozu KJ se teplotní součinitel má pohybovat v intervalu 0,2 – 0,4. Výpočet teplotního součinitele pro

variantní zapojení dvou kogeneračních jednotek se spalovacím motorem Micro T7 je proveden podle následující rovnice [3]:

$$\alpha_t = \frac{Q_{pj}}{Q_{t,\max}} = \frac{2 \cdot 18}{87} = 0,41 \quad [-] \quad (6.7)$$

kde α_t ... je teplotní součinitel

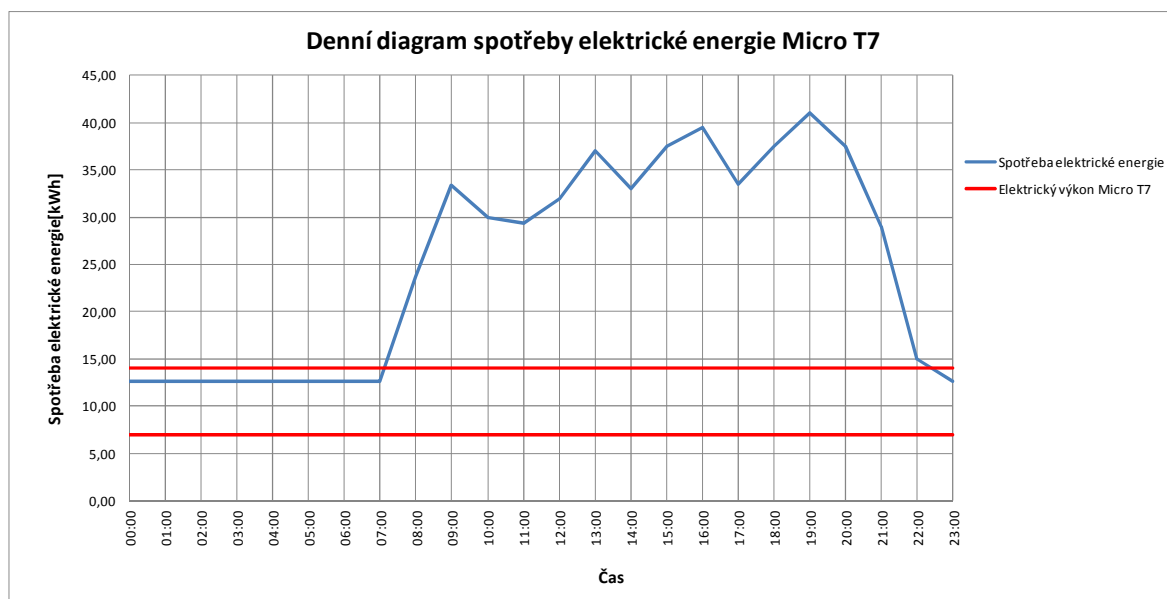
Q_{pj} ... je součet jmenovitých tepelných výkonů kogen. jednotek

$Q_{t,\max}$... maximální tepelný výkon zdroje

Z výpočtu vyplývá, že hodnota teplotního součinitele pro dvě KJ s plynovým motorem Micro T7 převyšuje horní interval určující oblast efektivního provozu kogeneračních zařízení o 0,01. Vzhledem ke skutečnosti, že maximální potřebný tepelný výkon zdroje tepla závisí na průběhu skutečných venkovních teplot v průběhu topného období, je možné konstatovat, že i z hlediska tohoto ukazatele je nasazení dvou KJ s motorem Micro T7 efektivní.

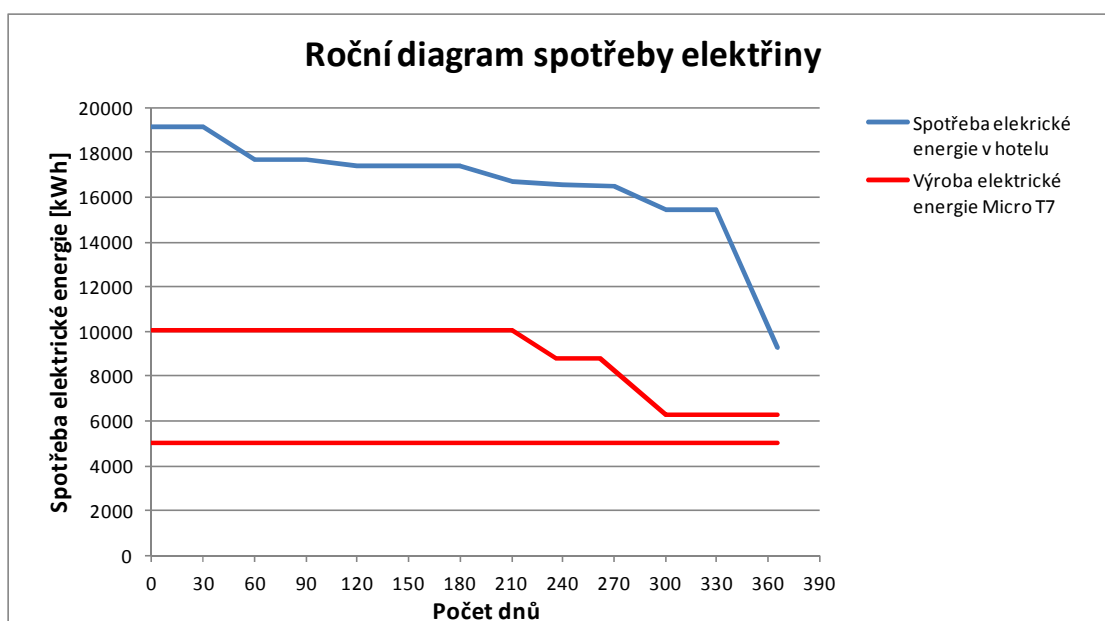
Kogenerační jednotka s pístovým spalovacím motorem Micro T7 vyrobí ročně 61.300 kWh elektrické energie při jmenovitém elektrickém výkonu 7 kW. V hotelu Komorní Hůrka pokryjí dvě tato zařízení při jmenovitém elektrickém výkonu 14 kW denní spotřebu elektřiny částečně. Během noci vzniknou při provozu KJ mírné přebytky. Tyto přebytky budou na základě platné legislativy odkoupeny příslušnými rozvodnými závody. Povinnost odkupu vyplývá ze skutečnosti, že veškeré odpadní teplo vyprodukované KJ bude využito pro vytápění resp. ohřev užitkové vody v hotelu. V praxi je obvyklá dohoda mezi provozovatelem KJ a rozvodnými závody, na základě které přebytky elektrické energie vyrobené v KJ budou odečteny od celkového množství odebrané elektrické energie.

Graf č. 5 zobrazuje pokrytí spotřeby elektrické energie hotelu při provozu kogeneračních jednotek.



Graf č. 5 – Pokrytí denní spotřeby elektrické energie

V případě realizace této varianty s dvěma kogeneračními jednotkami o celkovém elektrickém výkonu 14 kW bude v hotelu Komorní Hůrka spotřeba elektřiny pokryta jen částečně. Zbývající část spotřeby bude jako dosud zajištěna dodávkami od rozvodných závodů, a to podle stávající distribuční sazby C25d Akumulace 8. Tato sazba zaručuje po dobu 8 hodin denně dodávku elektřiny v nízkém tarifu, ve zbývajících šestnácti hodinách pak ve vysokém tarifu. V grafu č. 6 je znázorněna roční spotřeba elektrické energie a její částečné pokrytí při zapojení dvou KJ se spalovacím motorem Micro T7.

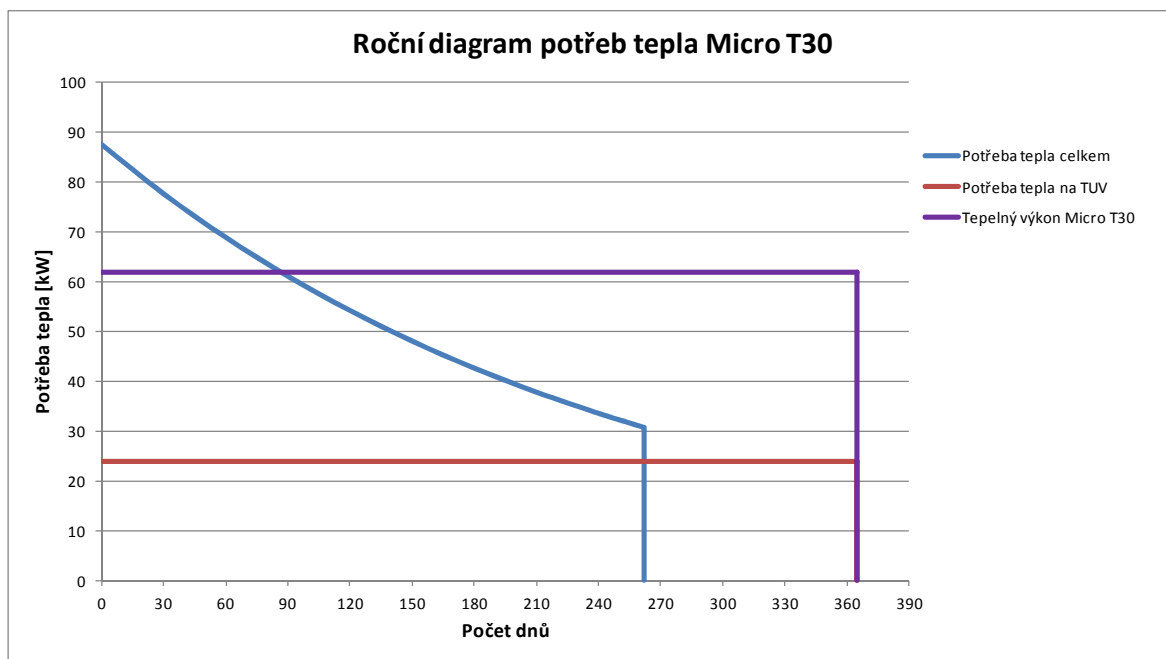


Graf č. 6 – Pokrytí roční spotřeby elektřiny

5.2 Technické zhodnocení varianty 2 – KJ se spalovacím motorem Micro T30

Tato varianta řešení zapojení jednoho kogeneračního zařízení s plynovým motorem Micro T30 pro zajištění hotelové potřeby tepla a elektrické energie znamená vyšší elektrický i tepelný výkon než varianta 1 se zapojením dvou menších kogeneračních jednotek. Při jmenovitém tepelném výkonu 62 kW vyrobí tato jednotka celkem 534.000 kWh tepelné energie za rok (bez odstávek zařízení).

Tato jednotka bude pak v hotelu Komorní Hůrka provozována při jmenovitém výkonu pouze 86 dní, během kterých vyrobí 128.000 kWh tepelné energie. V následujících 176 dnech topné sezóny bude výkon zařízení postupně regulován podle potřeb tepla hotelu, v tomto období bude kogenerační jednotka provozována v průměru na 70% jmenovitého výkonu. Mimo topnou sezónu bude KJ provozována na 40% svého jmenovitého výkonu, a to pro zajištění tepla na přípravu TUV. V grafu č. 7 je znázorněno pokrytí potřeb tepla kogeneračním zařízením se spalovacím motorem Micro T30.



Graf č. 7 – Pokrytí potřeb tepla KJ s Micro T30

Z grafu č. 7 vyplývá, že navrhovaná varianta kogenerační jednotky s motorem Micro T30 není z technického hlediska pro hotel Komorní Hůrka vhodná, a to pro svůj vysoký jmenovitý výkon. Pro potvrzení nevhodnosti této varianty řešení je provedeno posouzení roční doby využití jmenovitého výkonu a teplotního součinitele. Pro pokrytí potřeb tepla a elektrické energie hotelu bude kogenerační jednotka o jmenovitém tepelném výkonu 62 kW provozována 86 dní, tedy 2.060 hodin. Toto je přibližně 69% z doporučené

minimální hodnoty 3.000 hodin. Hodnota teplotního součinitele pro tuto variantu je vypočtena podle následující rovnice [3]:

$$\alpha_t = \frac{Q_{pj}}{Q_{t,max}} = \frac{62}{87} = 0,71 \quad [-] \quad (6.8)$$

kde α_t ... je teplotní součinitel

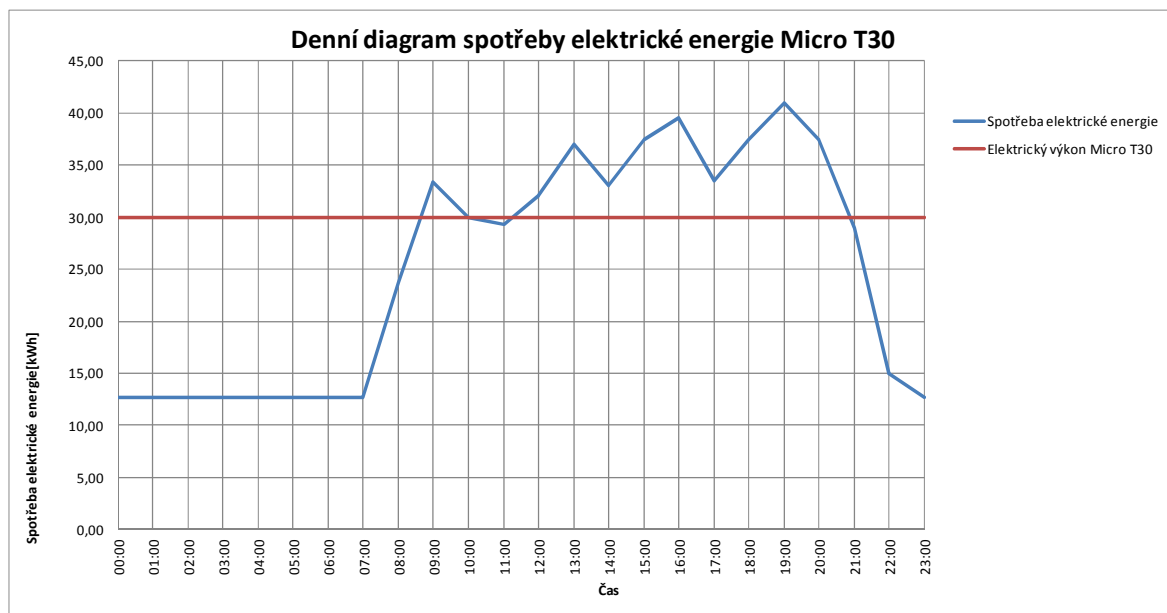
Q_{pj} ... je součet jmenovitých tepelných výkonů kog. jednotek

$Q_{t,max}$... maximální tepelný výkon zdroje

Teplotní součinitel při efektivním provozu je 0,2 až 0,4. Vypočtený součinitel 0,71 potvrzuje předpoklad, že nebude možné v průběhu roku provozovat KJ dostatečně dlouhou dobu o jmenovitém výkonu tak, aby byl zajištěn její efektivní provoz.

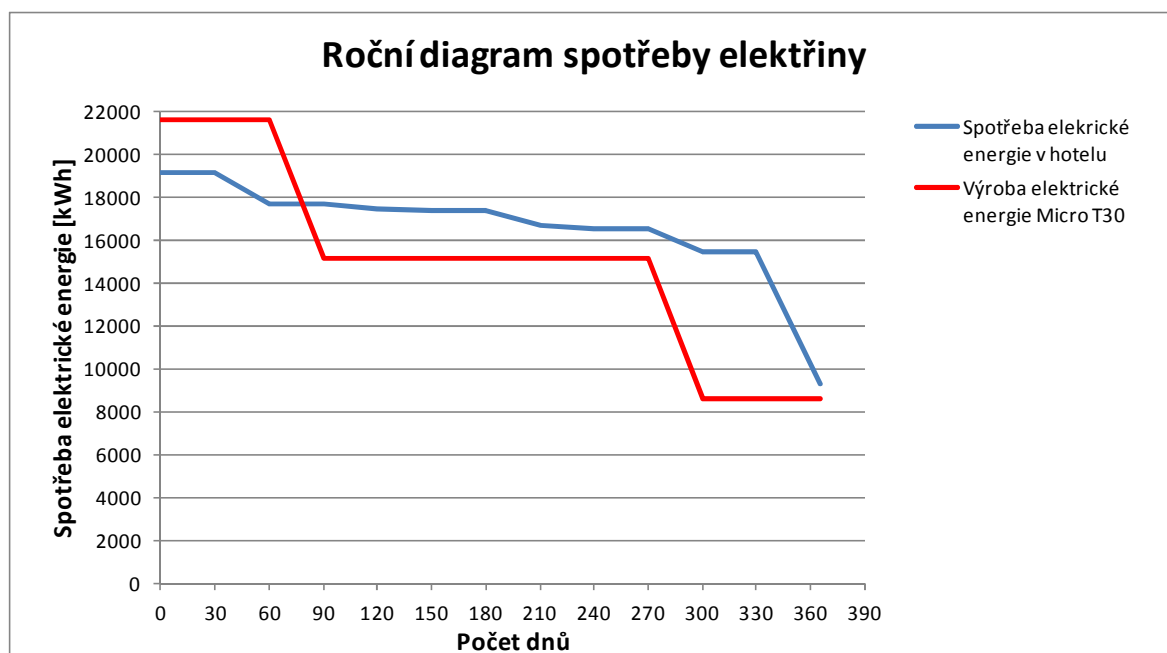
Kogenerační jednotka s pístovým spalovacím motorem Micro T30 by vyrobila při svém jmenovitém výkonu 263.000 kWh elektřiny za rok. Pro zajištění spotřeby elektřiny v hotelu bude toto zařízení pracovat pouze 86 dní při jmenovitém výkonu. Po této době dochází k přebytkům vyrobeného tepla, pro které již není v hotelu využití a výkon jednotky musí být regulován průměrně na 70% jmenovitého výkonu a to po dobu 176 dní topné sezóny. V mimotopném období 103 dní bude jednotka provozována na 40% jmenovitého výkonu. Současně nastává situace, kdy jednotka v nočních hodinách vyrábí přebytky elektrické energie, které však rozvodné závody nejsou povinny (z důvodu nesplnění podmínky 100% spotřeby vyrobené tepelné energie v hotelu) odkoupit. Při uvedeném provozu vyrobí KJ 181.800 kWh elektřiny za rok

V grafu č. 8 je uveden denní diagram spotřeby elektrické energie při nasazení KJ s motorem Micro T30.



Graf č. 8 - Pokrytí denní spotřeby elektřiny

Provoz jednotky v této variantě je možný jen za předpokladu plynulé regulace výkonu. V grafu č. 9 je znázorněna roční spotřeba elektrické energie v hotelu a její pokrytí při provozu KJ s plynovým motorem Micro T30.



Graf č. 9 – Roční pokrytí spotřeby elektřiny

6. Ekonomické zhodnocení

V této části jsou porovnány obě varianty zapojení kogeneračních jednotek v hotelu Komorní Hůrka z pohledu návratnosti investic těchto zařízení a snížení nákladů na spotřebu elektrické a tepelné energie. Výpočty byly provedeny v programu Microsoft Excel a jsou uvedeny v příloze H.

6.1 Stávající náklady hotelu Komorní Hůrka na energie

Během dvouletého měření spotřeb energií v hotelu Komorní Hůrka byly sledovány i náklady hotelu na elektřinu a teplo. V průběhu tohoto období došlo ke změnám cen jednotlivých komodit i jejich dodavatelů s cílem snížit náklady na nakupované energie. Z tohoto důvodu jsou ve výpočtech uvažovány průměrné ceny energií.

Průměrné roční náklady na vytápění a ohřev teplé užitkové vody jsou 503.800 Kč a průměrná cena zemního plynu činí 1,20 Kč/kWh.

Náklady na spotřebovanou elektrickou energii ročně činily v průměru 701.150 Kč. Ceny distribuce elektrické energie se v hotelu Komorní Hůrka řídí podle distribuční sazby C25d (Akumulace 8). Celková sazba tohoto tarifu se skládá ze stálé měsíční platby za rezervovaný příkon podle jmenovité proudové hodnoty hlavního jističe 3 x 160 A, platby za spotřebu elektřiny ve vysokém tarifu trvajícím šestnáct hodin denně a platby za spotřebu elektřiny v nízkém osmihodinovém tarifu. Náklady na spotřebu elektrické energie v letech 2010 a 2011 jsou uvedeny v příloze H.

6.2 Ekonomické zhodnocení varianty 1 – KJ se spalovacím motorem Micro T7

Tato varianta počítá se zapojením dvou kogeneračních jednotek, z nichž jedna bude celoročně provozována na jmenovitý výkon. Druhá KJ bude 222 dnů provozována na jmenovitý výkon, 40 dnů na 75% jmenovitého výkonu a 103 dnů na 25% jmenovitého výkonu. Obě kogenerační jednotky vyrobí za rok 327.000 kWh tepelné energie.

Náklady

Náklady na plyn pro výrobu tepla v kogeneračních jednotkách činí 588.600 Kč/rok. Pro pokrytí celkových ročních potřeb tepla v hotelu, které činí 400.100 kWh, je potřeba vyrobit ještě 73.100 kWh ve stávajících plynových kotlích, tzn. při účinnosti kotlů 93% dodat

78.600 kWh energie v zemním plynu. Roční náklady na plyn v kotlích budou 94.300 Kč. Celkové roční náklady na plyn pro pokrytí tepelných potřeb hotelu, při zapojení dvou kogeneračních jednotek s pístovým spalovacím motorem Micro T7, činí 682.900 Kč. Náklady na provoz obou KJ činí 20.000 Kč a zahrnují pravidelnou výměnu oleje v mazacích systémech pístových spalovacích motorů a servis. Celkové provozní náklady dvou KJ s motorem Micro T7 jsou 702.900 Kč.

Výnosy

Výnosy z provozu kogeneračních jednotek plynou z prodeje elektrické energie, v případě hotelu Komorní Hůrka, kdy je veškerá vyrobená elektřina spotřebována, lze tyto výnosy chápat jako úsporu nákladů za nenakoupenou energii. Ve vysokém tarifu je v kogeneračních jednotkách celkem vyrobeno 84.800 kWh elektrické energie a 42.400 kWh elektřiny v nízkém tarifu. Podle aktuálních cen elektřiny v tarifu Akumulace 8 je cena kilowatthodiny ve vysokém tarifu 4,083 Kč a v nízkém tarifu 1,636 Kč. Pro elektřinu vyrobenou z kombinované výroby elektřiny a tepla se připočítává příspěvek k ceně elektřiny 0,59 Kč/kWh v základním pásmu (po dobu 24 hodin denně). Celkové roční výnosy z výroby elektrické energie v kogeneračních jednotkách s pístovým spalovacím motorem Micro T7 činí 490.600 Kč. Po odečtení výnosů z výroby elektrické energie a nákladů na teplo vzniknou nové náklady pro hotel, které jsou 212.300 Kč.

Investiční náklady

Cena jedné kogenerační jednotky s motorem Micro T7 je 400.000 Kč. Další investiční náklady zahrnují vypracování projektu, úpravu kotelen a montáž jednotek v celkové hodnotě 200.000 Kč. Celková hodnota investičních nákladů je 1.000.000 Kč.

Prostá návratnost

Výpočet prosté návratnosti, tzn. doby provozu KJ, za kterou se úspory nákladů z provozu kogeneračních zařízení rovnají vynaloženým investičním nákladům, je proveden podle následujícího vzorce [6]:

$$r = \frac{N_i}{N_1 - N_2} = \frac{1000000}{503800 - 212300} = 3,43 \quad [\text{rok}] \quad (6.9)$$

kde r ... je doba návratnosti

N_i ... jsou investiční náklady

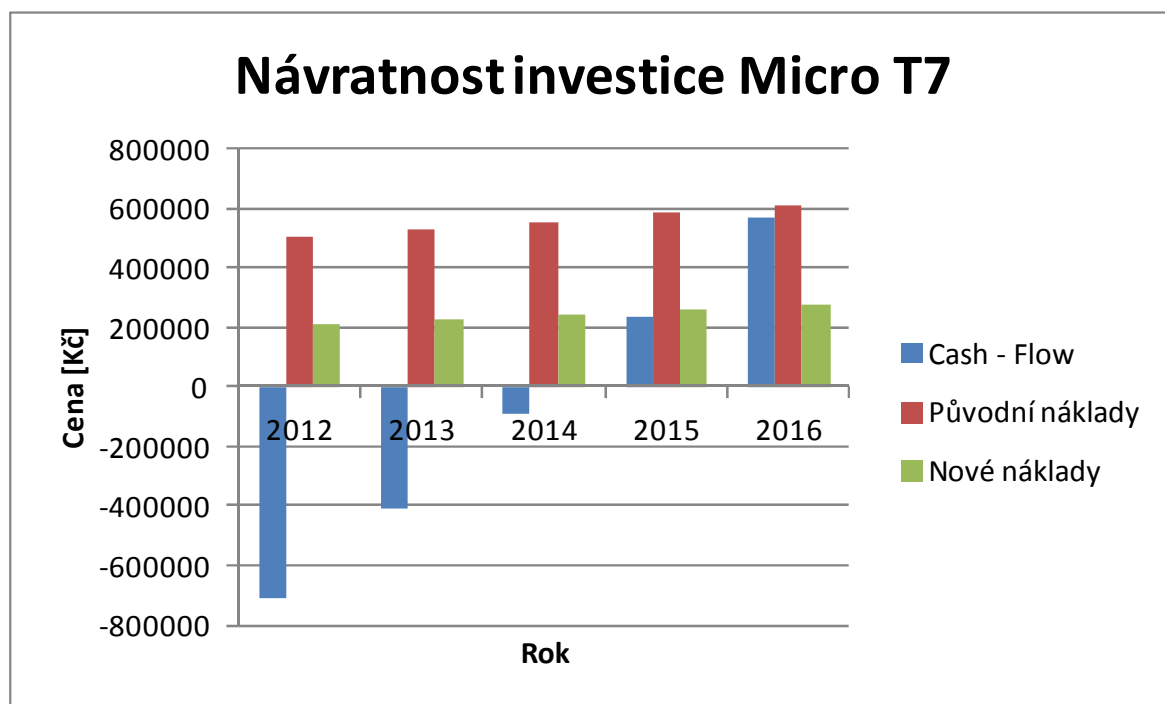
N_1 ... jsou původní náklady v hotelu

N_2 ... jsou nové náklady

Podle prosté návratnosti vychází návratnost zařízení na tři a půl roku, což je 17,5% z doby životnosti stroje, která je uvažována 20 let.

Návratnost investice s růstem cen

Pro reálné zhodnocení investice je v následujícím výpočtu předpokládáný každoroční růst cen energií o pět procent. Výsledky návratnosti znázorňuje za pomoci Cash – Flow graf č. 10.



Graf č. 10 - Cash – Flow T7

6.3 Ekonomické zhodnocení varianty 1 – KJ se spalovacím motorem Micro 30

Varianta s jednou větší kogenerační jednotkou bude při jmenovitém výkonu v provozu 86 dní, po této době bude po zbytek roku provozována průměrně na 70% jmenovitého výkonu. Během roku vyrobí toto zařízení 375.800 kWh tepelné energie.

Náklady

Náklady na plyn pro výrobu tepelné energie v této KJ činí 700.700 Kč. Pro pokrytí celkových potřeb tepla v hotelu bude zapotřebí vyrobit v plynových kotlích 24.300 kWh tepelné energie. Náklady na plyn pro výrobu tepla v kotlích je 31.350 Kč. Roční provozní náklady na výměnu oleje v olejovém systému spalovacího motoru a na další položky spojené s provozem kogenerační jednotky činí 30.000 Kč. Při provozu tohoto zařízení jsou celkové náklady 762.050 Kč.

Výnosy

Kogenerační jednotka s pístovým spalovacím motorem Micro T30 vyrobí za rok celkem 181.850 kWh elektrické energie, z toho ve vysokém tarifu 121.230 kWh a 60.620 kWh v nízkém tarifu. Při cenách elektřiny 4,083 Kč za kilowatthodinu ve vysokém tarifu a 1,636 Kč za kWh v nízkém tarifu a s příspěvkem 0,59 Kč/kWh na výrobu elektrické energie v kogeneračním zdroji, jsou celkové výnosy z elektřiny 701.400 Kč. Po odečtení výnosů od celkových nákladů při provozu KJ s plynovým motorem Micro T30 vzniknou nové náklady v ceně 60.650 Kč.

Investiční náklady

Cena kogenerační jednotky s motorem Micro T30 činí 1.300.000 Kč. Jako s dalšími investičními náklady je uvažováno s cenou za projektovou dokumentaci, stavební úpravy kotelny s rozvody a montáž jednotek v celkové hodnotě 200.000 Kč. Celková hodnota investičních nákladů je 1.500.000 Kč.

Prostá návratnost

Prostá návratnost značí dobu provozu KJ, za kterou rozdíl mezi původními náklady v hotelu a novými náklady při provozu kogeneračních zařízení rovnají vynaloženým investičním nákladům na pořízení nové jednotky [6].

.

$$r = \frac{N_i}{N_1 - N_2} = \frac{1500000}{503800 - 60650} = 3,38 \quad [\text{rok}] \quad (7)$$

kde r ... je doba návratnosti

N_i ... jsou investiční náklady

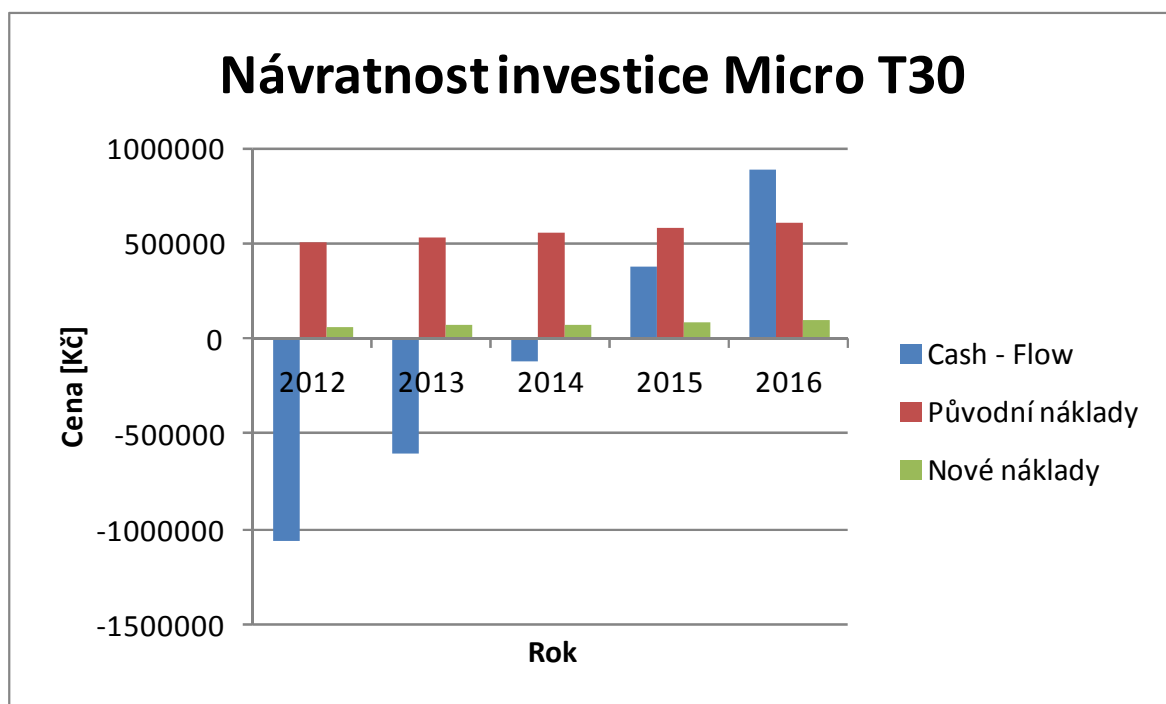
N_1 ... jsou původní náklady v hotelu

N_2 ... jsou nové náklady

V této variantě vychází návratnost 3,38 let.

Návratnost investice s růstem cen

Pro reálné zhodnocení investice je v následujícím výpočtu předpokládáný každoroční růst cen energií o pět procent. Výsledky návratnosti znázorňuje za pomoci Cash – Flow graf č. 11.



Graf č. 11 – Cash – Flow T30

7. Závěr

Diplomová práce řešící návrh kogenerační jednotky pro hotelový areál sestává ze dvou částí, teoretické a praktické. Teoretická část práce vysvětluje základní energetické pojmy, možnosti, způsoby a technologie spojené s kombinovanou výrobou tepla a elektrické energie. Dále jsou popsány jednotlivé druhy kogeneračních jednotek s různými pohonnými zdroji a rozdělení kogeneračních zařízení podle velikostí.

Cílem předkládané práce je navrhnout vhodnou kogenerační jednotku s pístovým spalovacím motorem pro hotel Komorní Hůrka. Návrh je zpracován ve dvou variantách a je uveden v praktické části práce. Na základě naměřených spotřeb elektrické energie a tepla v hotelu byly jako varianty navrženy kogenerační jednotky s pístovým spalovacím motorem Micro T7 a Micro T30 od firmy Tedom a.s.

V první variantě byly navrženy dvě kogenerační jednotky s motory Micro T7, pro které byl proveden návrh deskového výměníku voda-voda CB14-10H firmy Alfa Laval pro primární okruh kogenerační jednotky. Dále je v dané variantě proveden výpočet a konstrukční návrh výměníku spaliny-voda pro sekundární okruh jednotky. Oba výměníky budou jako součást kogenerační jednotky zajišťovat ohřev topné vody v hotelu.

Ve druhé variantě je navržena jedna kogenerační jednotka s motorem Micro T30. Rovněž pro tuto jednotku je navržen deskový výměník voda-voda primárního okruhu CB30-10L od firmy Alfa Laval pro přehřev topné vody a na základě výpočtů navržen i výměník spaliny-voda sekundárního okruhu.

Pro obě varianty je provedeno technicko – ekonomické zhodnocení, a to vzhledem k ročnímu využití jmenovitého výkonu a podle teplotního součinitele. V ekonomické části vyhodnocení jsou posuzovány stávající náklady na spotřebu tepla a elektrické energie a úspory dosažitelné provozem kogeneračních jednotek. Dále bylo provedeno vyhodnocení ekonomické návratnosti investice.

Na základě zpracovaného návrhu a provedeného vyhodnocení lze doporučit realizaci varianty se dvěma kogeneračními jednotkami s pístovými spalovacími motory Micro T7, a to na základě návratnosti investice tři a půl roku a vyhovujícím hodnocení z hlediska ročního využití jmenovitého výkonu i teplotního součinitele.

8. Seznam použité literatury

- [1] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Nakladatelství ČVUT Praha 2007, ISBN 978-80-01-03757-7.
- [2] KOPAČÍK P. *Dokumentace provedení stavby*. Jablonec n. N.: FELI v.o.s., 2005.
- [3] KRBEK, J., POLESNÝ, B. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80-85895-23-4.
- [4] KYSELA, L. *Využití odpadního tepla*. Poznámky k přednáškám. Katedra energetiky Ostrava, 2001.
- [5] KYSELA, L., MÍKA, J., KYSELOVÁ, S. *Teplárenství*. Učební text. Katedra energetiky Ostrava, 2010.
- [6] KYSELA, L., TOMČALA, J. *Ekonomika v energetice*. Ediční středisko. Ostrava: VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8.
- [7] PETCHERS, N. *Combined Heating, Cooling and Power Handbook : Technologies and Applications : An Integrated Approach to Energy Resource Optimization*. The Fairmont Press, Inc. Lilburn 2003, ISBN 0-88173-349-0.
- [8] RASZYK, A. *Využití obnovitelných zdrojů energie v hotelu : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2010.
- [9] VORÁČEK, V. a kol. *Energetické stroje*. Skripta VŠB-TU Ostrava 1990.
- [10] *Ekwatt.cz – Centrum pro obnovitelné zdroje a úspory energie*
< <http://www.ekowatt.cz/uspory/kogenerace.shtml> > [cit. 2012-03-10].
- [11] *Kogenerační jednotky – Zřizování a provoz*
<http://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/Kogeneracni_jednotky_zrizovani_provoz_2220047233.pdf> [cit. 2012-02-21].
- [12] *Spalovací motor v kogeneračním zařízení*
<http://www.bioplyn.cz/at_popis.htm> [cit. 2012-3-13].
- [13] *Stirlingův motor*
<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/0/0c/Stirling_engine_anim.ogg/mid-Stirling_engine_anim.ogg.jpg&w=720&h=576&ei=0gapT8m2II3esgavZ3MBA&zoom=1&iactrc&dur=296&sig=16000722652152907690&page=3&tbnh=160&tbnw=247&start=36&ndsp=20&ved=1t:429,r:2,s:36,i:157&tx=57&ty=84> [cit. 2012-2-20].

9. Seznam příloh

Příloha A – Naměřené spotřeby energií v hotelu Komorní Hůrka

Příloha B – Naměřené denní spotřeby elektrické energie

Příloha C – Návrh výměníku voda-voda pro Micro T7

Příloha D - Konstrukční návrh výměníku spaliny-voda pro Micro T7,

číslo dokumentu 2 – RAS.D2 – 143, 2 – RAS.D2.01 - 143, 2 – RAS.D2.02 - 143

Příloha E – Návrh výměníku voda-voda pro Micro T30

Příloha F – Konstrukční návrh výměníku spaliny-voda pro Micro T30,

číslo dokumentu 2 – RAS.D1 – 143, 2 – RAS.D1.01 - 143, 2 – RAS.D1.02 - 143

Příloha G - Schéma kotelen, číslo dokumentu 1 – RAS.D – 143

Příloha H – Ekonomické zhodnocení variant

Příloha A – Naměřené spotřeby energií v hotelu Komorní Hůrka

Spotřeba tepla v hotelu

Účinnost plynového kotle	η_k	[-]	0,93												
			leden	únor	březen	duben	květen	červen	červenec	srpen	září	říjen	listopad	prosinec	SUMA
Spotřeba plynu	2010	[kWh]	39995	43329	55588	33359	25615	16757	16757	16757	28918	34636	50809	59734	422253
Spotřeba plynu	2011	[kWh]	42548	48757	48757	32336	25426	18916	19465	22756	22756	35290	49163	51262	417432
Spotřeba plynu průměr	$Q_{pl}(\bar{\phi})$	[kWh]	41272	46043	52172	32847	25520	17837	18111	19757	25837	34963	49986	55498	419843
Spotřeba tepla celkem (ÚT+TUV)	$Q_{ÚT+TUV}$	[kWh]	38383	42820	48520	30548	23734	16588	16843	18374	24028	32515	46487	51613	390454
Spotřeba tepla TUV	Q_{TUV}	[kWh]	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	207219
Spotřeba tepla ÚT	$Q_{ÚT}$	[kWh]	21114	25552	31252	13280	6466	-	-	-	6760	15247	29219	34345	183235
Tepelná potřeba celkem (ÚT+TUV)	Q_{tm}	[kW]	52	62	66	42	35	24	24	24	35	44	65	70	
Tepelná potřeba TUV	$Q_{tm,TUV}$	[kW]	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	
Tepelná potřeba ÚT	$Q_{tm,ÚT}$	[kW]	28	38	42	18	11	-	-	-	11	20	41	46	

Spotřeba elektřiny v hotelu

Tarif Aku 8 C25d

Jistič 3x160 A

	Tarif		leden	únor	březen	duben	květen	červen	červenec	srpen	září	říjen	listopad	prosinec	SUMA
Spotřeba elektřiny 2010	VT + NT	[kWh]	8862	13955	13955	21102	18156	17410	17089	17089	17089	18533	15345	16436	195021
Spotřeba elektřiny 2011	VT + NT	[kWh]	9729	16877	16877	17162	16602	15601	16243	18303	18303	16334	17739	18310	198079
Spotřeba elektřiny průměr	VT + NT	[kWh]	9296	15416	15416	19132	17379	16506	16666	17696	17696	17434	16542	17373	196550
			leden	únor	březen	duben	květen	červen	červenec	srpen	září	říjen	listopad	prosinec	SUMA
Spotřeba elektřiny 2010	VT	[kWh]	6368	10217	10217	15419	13337	12625	12639	12639	12639	13504	11267	11723	142593
	NT	[kWh]	2494	3738	3738	5683	4819	4785	4450	4450	4450	5029	4078	4713	52428
Spotřeba elektřiny 2011	VT	[kWh]	7082	12101	12101	12579	12293	11333	11991	13546	13546	11928	12947	13436	144882
	NT	[kWh]	2647	4776	4776	4583	4309	4268	4252	4757	4757	4406	4792	4874	53197

Příloha B – Naměřené denní spotřeby elektrické energie

Bazén - konstanta elměru 25

		STAVY MĚŘIČŮ				SPOTŘEBY				
Datum	Čas	Hlavní elektroměr		Podružný elektroměr		Hlavní elektroměr		Podružný elektroměr		
		VT	NT	BALNEO	BAZÉN (x25)	VT	NT	VT + NT	BALNEO	BAZÉN
		[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
03.03.2012	22:00	554 375	211 692	27 124	6 335	0	0	0	0,00	0,00
03.03.2012	23:00	554 379	211 700	27 124	6 335	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	00:00	554 384	211 709	27 125	6 335	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	01:00	554 388	211 717	27 125	6 336	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	02:00	554 393	211 725	27 126	6 336	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	03:00	554 397	211 734	27 126	6 336	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	04:00	554 402	211 742	27 127	6 336	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	05:00	554 406	211 750	27 127	6 337	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	06:00	554 411	211 759	27 128	6 337	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	07:00	554 415	211 767	27 128	6 337	4	8	13	0,44	5,56
04.03.2012	08:00	554 438	211 767	27 128	6 337	23	0	23	0,00	0,00
04.03.2012	09:00	554 479	211 767	27 129	6 338	41	0	41	1,00	25,00
04.03.2012	10:00	554 506	211 767	27 129	6 338	27	0	27	0,00	0,00
04.03.2012	11:00	554 533	211 767	27 130	6 338	27	0	27	1,00	0,00
04.03.2012	12:00	554 563	211 767	27 130	6 338	30	0	30	0,00	0,00
04.03.2012	13:00	554 599	211 767	27 131	6 339	36	0	36	1,00	25,00
04.03.2012	14:00	554 631	211 767	27 131	6 339	32	0	32	0,00	0,00
04.03.2012	15:00	554 664	211 767	27 132	6 340	33	0	33	1,00	25,00
04.03.2012	16:00	554 707	211 767	27 132	6 340	43	0	43	0,00	0,00
04.03.2012	17:00	554 739	211 773	27 133	6 341	32	6	38	1,00	25,00
04.03.2012	18:00	554 739	211 812	27 133	6 341	0	39	39	0,00	0,00
04.03.2012	19:00	554 740	211 860	27 134	6 342	1	48	49	1,00	25,00
04.03.2012	20:00	554 782	211 860	27 134	6 343	42	0	42	0,00	25,00
04.03.2012	21:00	554 813	211 860	27 135	6 343	31	0	31	1,00	0,00
04.03.2012	22:00	554 829	211 860	27 135	6 343	16	0	16	0,00	0,00
04.03.2012	23:00	554 833	211 868	27 136	6 343	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	00:00	554 838	211 877	27 136	6 343	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	01:00	554 842	211 885	27 137	6 344	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	02:00	554 846	211 894	27 137	6 344	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	03:00	554 851	211 902	27 138	6 344	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	04:00	554 855	211 911	27 138	6 344	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	05:00	554 859	211 919	27 139	6 345	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	06:00	554 864	211 928	27 139	6 345	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	07:00	554 868	211 936	27 140	6 345	4	8	13	0,56	5,56
05.03.2012	08:00	554 889	211 936	27 140	6 345	21	0	21	0,00	0,00
05.03.2012	09:00	554 914	211 936	27 142	6 345	25	0	25	2,00	0,00
05.03.2012	10:00	554 947	211 936	27 143	6 346	33	0	33	1,00	25,00
05.03.2012	11:00	554 980	211 936	27 144	6 346	33	0	33	1,00	0,00
05.03.2012	12:00	555 020	211 936	27 145	6 346	40	0	40	1,00	0,00
05.03.2012	13:00	555 058	211 936	27 146	6 346	38	0	38	1,00	0,00
05.03.2012	14:00	555 092	211 936	27 147	6 347	34	0	34	1,00	25,00
05.03.2012	15:00	555 134	211 936	27 147	6 347	42	0	42	0,00	0,00
05.03.2012	16:00	555 170	211 936	27 148	6 348	36	0	36	1,00	25,00
05.03.2012	17:00	555 198	211 937	27 148	6 348	28	1	29	0,00	0,00
05.03.2012	18:00	555 198	211 973	27 148	6 349	0	36	36	0,00	25,00
05.03.2012	19:00	555 198	212 006	27 149	6 350	0	33	33	1,00	25,00
05.03.2012	20:00	555 231	212 006	27 150	6 350	33	0	33	1,00	0,00
05.03.2012	21:00	555 258	212 006	27 150	6 350	27	0	27	0,00	0,00
05.03.2012	22:00	555 272	212 006	27 150	6 351	14	0	14	0,00	25,00
05.03.2012	23:00	555 276	212 014	27 151	6 351	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	00:00	555 280	212 023	27 151	6 351	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	01:00	555 284	212 031	27 152	6 351	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	02:00	555 288	212 039	27 152	6 351	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	03:00	555 293	212 048	27 153	6 352	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	04:00	555 297	212 056	27 153	6 352	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	05:00	555 301	212 064	27 154	6 352	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	06:00	555 305	212 073	27 154	6 352	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	07:00	555 309	212 081	27 155	6 352	4	8	12	0,56	2,78
06.03.2012	08:00	555 336	212 081	27 155	6 353	27	0	27	0,00	25,00
06.03.2012	09:00	555 370	212 081	27 156	6 353	34	0	34	1,00	0,00
06.03.2012	10:00	555 400	212 081	27 157	6 353	30	0	30	1,00	0,00
06.03.2012	11:00	555 428	212 081	27 158	6 353	28	0	28	1,00	0,00
06.03.2012	12:00	555 454	212 081	27 159	6 353	26	0	26	1,00	0,00

Příloha B – Naměřené denní spotřeby elektrické energie

Čas	Průměrná spotřeba VT + NT [kW]	Elektrický výkon Mikro T30 [kW]	Elektrický výkon Micro T7 [kW]	Elektrický výkon Micro T7 [kW]
00:00	12,67	30	7	14
01:00	12,67	30	7	14
02:00	12,67	30	7	14
03:00	12,67	30	7	14
04:00	12,67	30	7	14
05:00	12,67	30	7	14
06:00	12,67	30	7	14
07:00	12,67	30	7	14
08:00	23,67	30	7	14
09:00	33,33	30	7	14
10:00	30,00	30	7	14
11:00	29,33	30	7	14
12:00	32,00	30	7	14
13:00	37,00	30	7	14
14:00	33,00	30	7	14
15:00	37,50	30	7	14
16:00	39,50	30	7	14
17:00	33,50	30	7	14
18:00	37,50	30	7	14
19:00	41,00	30	7	14
20:00	37,50	30	7	14
21:00	29,00	30	7	14
22:00	15,00	30	7	14
23:00	12,67	30	7	14



Mědí pájený deskový výměník tepla

Technická Specifikace

Typ : CB14-10H (32870 5046 0)

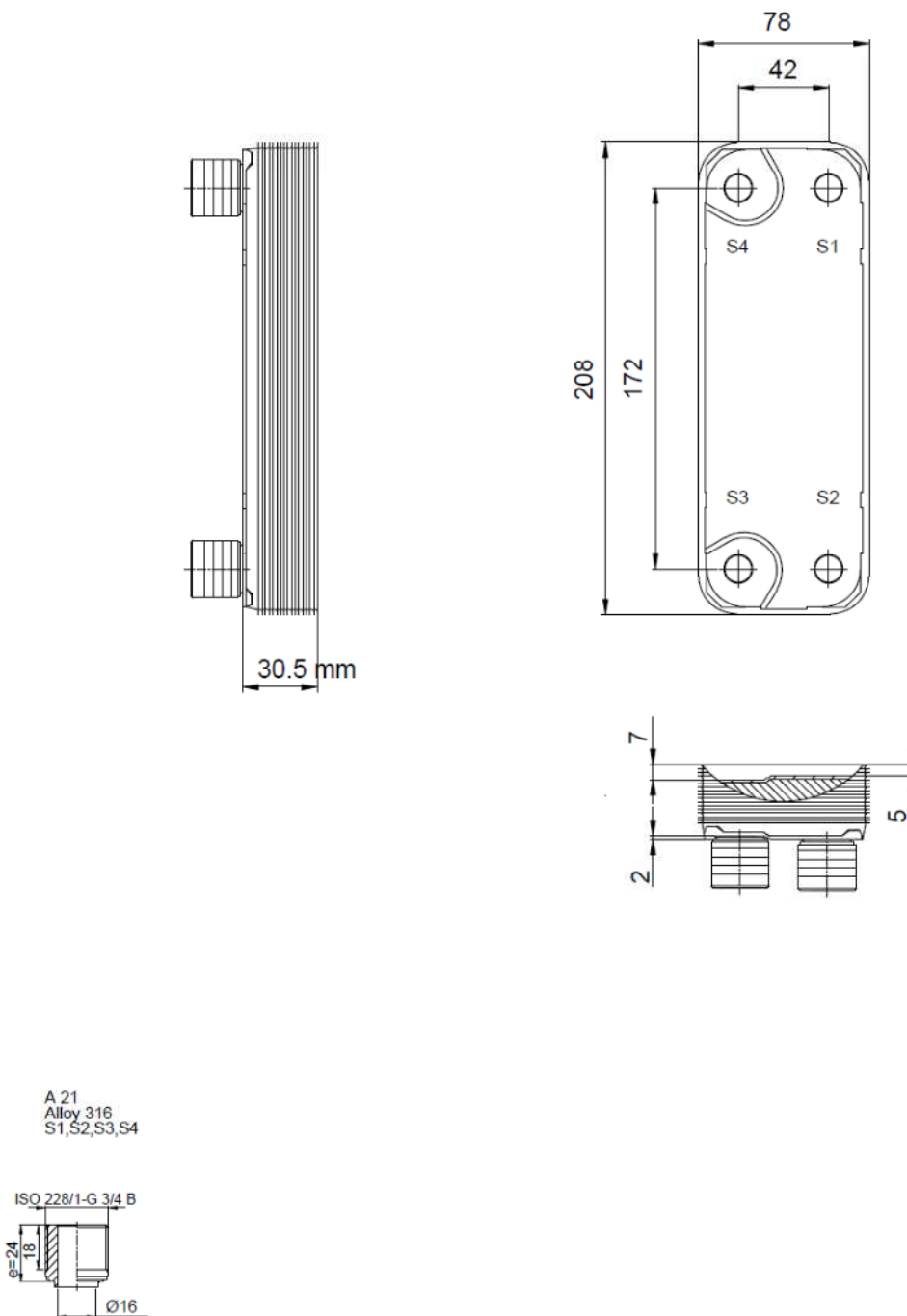
Výpočet :

Datum : 6.3.2012

		Horká strana	Studená
strana		S4S3	S2S1
Kapalina		Voda	Voda
Hustota	kg/m3	972.0	986.9
Měrná tepelná kapacita	kJ/(kg*K)	4.18	4.17
Tepelná vodivost	W/(m*K)	0.669	0.642
Vst. viskozita	cP	0.314	0.596
Výst. viskozita	cP	0.403	0.503
Objemový průtok	m3/h	0.5	0.9
Vstupní teplota	°C	90.0	45.0
Výstupní teplota	°C	70.0	55.0
Tlaková ztráta	kPa	7.36	18.6
Výměna tepla	kW	10.50	
L.M.T.D	K	29.7	
Relative direction of the fluids		Protiproud	
Počet chodů		1	1
Rezerva	%	125	
Materiál deska/ pájený		Alloy 316 / Cu	
Zapojení S1 (Studená-Výstup)		Závit (vnější)/ 3/4" ISO 228/1-G (A21) Alloy 316	
Zapojení S2 (Studená-Vstup)		Závit (vnější)/ 3/4" ISO 228/1-G (A21) Alloy 316	
Zapojení S3 (Horká-Výstup)		Závit (vnější)/ 3/4" ISO 228/1-G (A21) Alloy 316	
Zapojení S4 (Horká-Vstup)		Závit (vnější)/ 3/4" ISO 228/1-G (A21) Alloy 316	
Kód tlakové nádoby		PED	
Návrhový tlak v 150.0 °C	Bar	33.0	33.0
Návrhový tlak v 225.0 °C	Bar	30.0	30.0
Návrhová teplota	°C	-196.0/225.0	
Celková délka x šířka x výška	mm	55 x 77 x 207	
Čistá váha, prázdná/provozní	kg	1.26 / 1.44	

Plate package length upper tolerance

+/-1.00 mm



Frameplate is depressed 2 mm at connection S3/S4
Pressureplate is depressed 2 mm / even number of channel plates
at connections T3/T4 / uneven number of channel plates at
connections T1/T2.

T1 T2 T3 T4 locations on back side
correspond to S1 S2 S3 S4 on front side

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS

HEATING SURFACE	0.1040 m ²	PLATE MATERIAL	Alloy 316	TOTAL LENGTH	54.5
NETWEIGHT	1.260 kg	PLATE THICKNESS	0.3 mm	TOTAL WIDTH	77.0
OPERATING WEIGHT	1.436 kg	PLATE GROUPING	1*4H / 1*5H	TOTAL HEIGHT	207.0

SUPPLIER	REF.	MP NO.	PLATE HEAT EXCHANGER	
AGENT/REF.			CB14-10H	
CUSTOMER NAME / REF. NO.			PED	ITEM ID. 32870 5046 0
SIGN.				DATE 2012-03-06
				REV No. 0

MEDIA	INLET	TEMP.	OUTLET	TEMP.	FLOW RATE	PRESSURE DROP	LIQUID VOL.
Water	S4	90.0 °C	S3	70.0 °C	0.5 m ³ /h	7.358 kPa	0.08000 dm ³
Water	S2	45.0 °C	S1	55.0 °C	0.9 m ³ /h	18.64 kPa	0.1000 dm ³



Mědí pájený deskový výměník tepla

Technická Specifikace

Typ : CB30-10L (32870 8337 7)

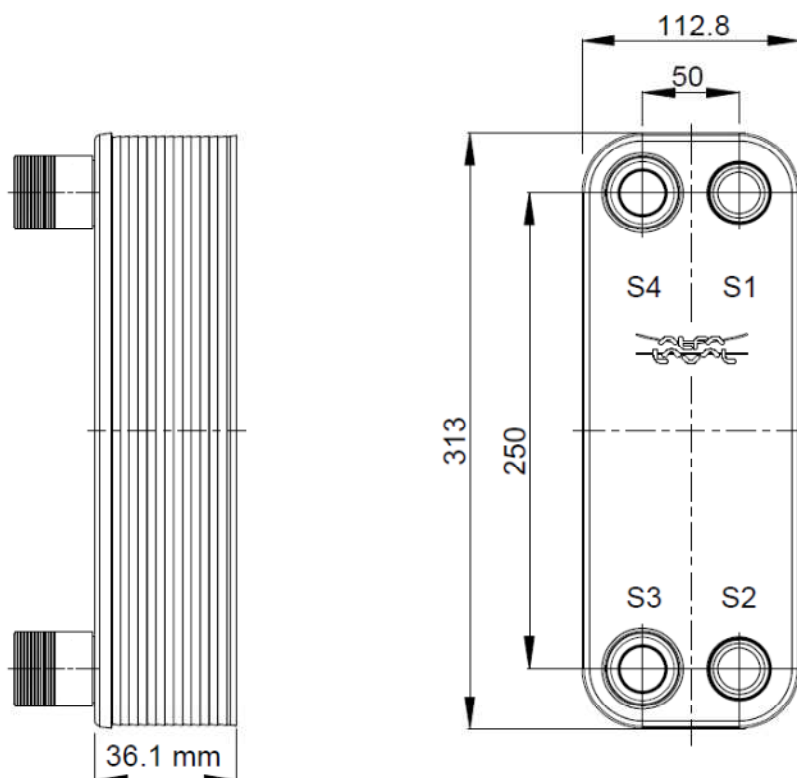
Výpočet :

Datum : 6.3.2012

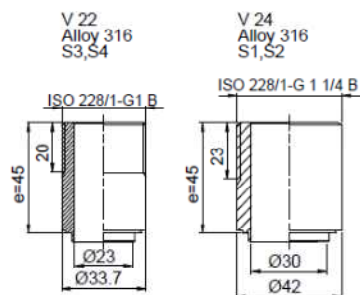
		Horká strana	Studená
strana		S4S3	S2S1
Kapalina		Voda	Voda
Hustota	kg/m ³	972.0	986.9
Měrná tepelná kapacita	kJ/(kg*K)	4.18	4.17
Tepelná vodivost	W/(m*K)	0.669	0.642
Vst. viskozita	cP	0.314	0.596
Výst. viskozita	cP	0.403	0.503
Objemový průtok	m³/h	1.6	3.1
Vstupní teplota	°C	90.0	45.0
Výstupní teplota	°C	70.0	55.0
Tlaková ztráta	kPa	5.48	13.3
Výměna tepla	kW	35.50	
L.M.T.D	K	29.7	
Relative direction of the fluids		Protiproud	
Počet chodů		1	1
Rezerva	%	2	
Materiál deska/ pájený		Alloy 316 / Cu	
Zapojení S1 (Studená-Výstup)		Závit (vnější)/ 1 1/4" ISO 228/1-G (V24) Alloy 316	
Zapojení S2 (Studená-Vstup)		Závit (vnější)/ 1 1/4" ISO 228/1-G (V24) Alloy 316	
Zapojení S3 (Horká-Výstup)		Závit (vnější)/ 1" ISO 228/1-G (V22) Alloy 316	
Zapojení S4 (Horká-Vstup)		Závit (vnější)/ 1" ISO 228/1-G (V22) Alloy 316	
Kód tlakové nádoby		PED	
Návrhový tlak v 90.0 °C	Bar	40.0	40.0
Návrhový tlak v 225.0 °C	Bar	32.0	32.0
Návrhová teplota	°C	-196.0/225.0	
Celková délka x šířka x výška	mm	81 x 113 x 313	
Čistá váha, prázdná/provozní	kg	3.52 / 3.99	

Plate package length upper tolerance

+/-2.00 mm +/-1.5 %



T1 T2 T3 T4 locations on back side
correspond to S1 S2 S3 S4 on front side



HEATING SURFACE
NETWEIGHT
OPERATING WEIGHT

0.2320 m²
3.518 kg
3.994 kg

PLATE MATERIAL
PLATE THICKNESS
PLATE GROUPING

Alloy 316
0.3 mm
1*4L / 1*5L

TOTAL LENGTH
TOTAL WIDTH
TOTAL HEIGHT

81.1
113.0
313.0

SUPPLIER	REF.	MP NO.
AGENT/REF.		
CUSTOMER NAME / REF. NO.		
SIGN.		

PLATE HEAT EXCHANGER

CB30-10L
PED

ITEM ID. 32870 8337 7	
DATE 2012-03-06	REV No. 0

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS

MEDIA	INLET	TEMP.	OUTLET	TEMP.	FLOW RATE	PRESSURE DROP	LIQUID VOL
Water	S4	90.0 °C	S3	70.0 °C	1.6 m³/h	5.480 kPa	0.2160 dm³
Water	S2	45.0 °C	S1	55.0 °C	3.1 m³/h	13.26 kPa	0.2700 dm³

Příloha H – Ekonomické zhodnocení variant

Původní náklady v hotelu

Účinnost plynového kotle	η_k	[-]	0,93												
			leden	únor	březen	duben	květen	červen	červenec	srpen	září	říjen	listopad	prosinec	SUMA
Spotřeba plynu	2010	[kWh]	39995	43329	55588	33359	25615	16757	16757	16757	28918	34636	50809	59734	422253
Spotřeba plynu	2011	[kWh]	42548	48757	48757	32336	25426	18916	19465	22756	22756	35290	49163	51262	417432
Spotřeba plynu průměr	$Q_{pl}(\emptyset)$	[kWh]	41272	46043	52172	32847	25520	17837	18111	19757	25837	34963	49986	55498	419843
Spotřeba tepla celkem (ÚT+TUV)	$Q_{ÚT+TUV}$	[kWh]	38383	42820	48520	30548	23734	16588	16843	18374	24028	32515	46487	51613	390454
Spotřeba tepla TUV	Q_{TUV}	[kWh]	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	17268	207219
Spotřeba tepla ÚT	Q_{UT}	[kWh]	21114	25552	31252	13280	6466	-	-	-	6760	15247	29219	34345	183235
Cena za kWh plynu		[Kč]	1,20												
			leden	únor	březen	duben	květen	červen	červenec	srpen	září	říjen	listopad	prosinec	SUMA
Náklady na spotřebu plynu bez DPH	$Q_{pl}(\emptyset)$	[Kč]	49526	55251	62607	39417	30625	21404	21733	23708	31004	41955	59983	66598	503811
Náklady na spotřebu tepla celkem	$Q_{ÚT+TUV}$	[Kč]	49514	55238	62591	39407	30617	21398	21728	23702	30997	41945	59968	66581	503685
Náklady na spotřebu tepla TUV	Q_{TUV}	[Kč]	22276	22276	22276	22276	22276	22276	22276	22276	22276	22276	22276	22276	267312
Náklady na spotřebu tepla ÚT	Q_{UT}	[Kč]	27238	32962	40315	17131	8341	0	0	0	8721	19669	37692	44305	236373
Tarif Aku 8 C25d			2010	2011											
Jistič 3x160 A															
Stálá měsíční platba		[Kč]	1773	1773											
Cena elektřiny ve VT		[Kč/MWh]	4247	4021											
Cena elektřiny ve NT		[Kč/MWh]	1766	1598											
Náklady na spotřebu elektřiny 2010			leden	únor	březen	duben	květen	červen	červenec	srpen	září	říjen	listopad	prosinec	SUMA
Stálá měsíční platba		[Kč]	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	21276
Cena elektřiny ve VT		[Kč]	27045	43392	43392	65484	56642	53618	53676	53676	53676	57351	47851	49788	605592
Cena elektřiny ve NT		[Kč]	4404	6601	6601	10036	8510	8450	7859	7859	7859	8881	7202	8323	92588
Celkem		[Kč]	33222	51766	51766	77294	66926	63842	63309	63309	63309	68006	56826	59884	719456
Náklady na spotřebu elektřiny 2011			leden	únor	březen	duben	květen	červen	červenec	srpen	září	říjen	listopad	prosinec	SUMA
Stálá měsíční platba		[Kč]	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	1773	21276
Cena elektřiny ve VT		[Kč]	28477	48658	48658	50580	49430	45570	48216	54466	54466	47962	52060	54026	582571
Cena elektřiny ve NT		[Kč]	4230	7632	7632	7324	6886	6820	6795	7602	7602	7041	7658	7789	85009
Celkem		[Kč]	34480	58063	58063	59677	58089	54163	56784	63841	63841	56776	61491	63588	688855

Příloha H – Ekonomické zhodnocení variant

Provoz 1. KJ Micro T7

Investice	N_i	[Kč]	500000
Spotřeba plynu	V_{pl}	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	2,85
Provozní doba KJ		[h]	8700
Roční spotřeba plynu	V_{pl}	$[m^3]$	24795
Spalné teplo plynu	Q_{sp}	$[kWh \cdot m^3]$	10,55
Účinnost KJ	η_k	[-]	0,926
Roční spotřeba plynu v KJ		[kWh]	261587
Cena za kWh plynu		[Kč]	1,2
Náklady na plyn celkem		[Kč]	313905
Vyrobená tepelná energie		[kWh]	174405
Vyrobená elektrická energie celkem		[kWh]	67824
Vyrobená elektrická energie v VT		[kWh]	45216
Cena elektřiny ve VT		[Kč/kWh]	4,083
Příspěvek k ceně elektřiny		[Kč/kWh]	0,59
Cena vyrobené elektřiny v VT		[Kč]	211295
Vyrobená elektrická energie v NT		[kWh]	22608
Cena elektřiny ve NT		[Kč/kWh]	1,636
Příspěvek k ceně elektřiny		[Kč/kWh]	0,59
Cena vyrobené elektřiny v NT		[Kč]	50326
Cena vyrobené elektřiny celkem		[Kč]	261621

Provoz 2. KJ Micro T7

Investice	N_i	[Kč]	500000
Spalné teplo plynu	Q_{sp}	$[kWh \cdot m^3]$	10,55
Účinnost KJ	η_k	[-]	0,926
Cena za kWh plynu		[Kč]	1,2

			jmen.výkon	75% výkon	25% výkon	SUMA
Spotřeba plynu KJ	V_{pl}	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	2,85	2,3	1,8	
Provozní doba KJ		[h]	5300	960	2440	8700
Roční spotřeba plynu v KJ	V_{pl}	$[m^3]$	15105	2208	4392	21705
Roční spotřeba plynu v KJ		[kWh]	159358	23294	46336	228988
Náklady na plyn		[Kč]	191229	27953	55603	274785
Vyrobená tepelná energie		[kWh]	106247	15531	30893	152671
Vyrobená elektrická energie celkem		[kWh]	41318	6040	12014	59372
Vyrobená elektrická energie v VT		[kWh]	39581			
Cena elektřiny ve VT		[Kč/kWh]	4,083			
Příspěvek k ceně elektřiny		[Kč/kWh]	0,59			
Cena vyrobené elektřiny v VT		[Kč]	184963			
Vyrobená elektrická energie v NT		[kWh]	19791			
Cena elektřiny ve NT		[Kč/kWh]	1,636			
Příspěvek k ceně elektřiny		[Kč/kWh]	0,59			
Cena vyrobené elektřiny v NT		[Kč]	44054			
Cena vyrobené elektřiny celkem		[Kč]	229017			

Příloha H – Ekonomické zhodnocení variant

Návratnost s růstem cen Micro T7

Cena za kWh plynu		[Kč]	1,2
Cena elektřiny ve VT		[Kč/kWh]	4,083
Cena elektřiny ve NT		[Kč/kWh]	1,636
Příspěvek k ceně elektřiny		[Kč/kWh]	0,59
Předpokládaný roční růst cen energií		[-]	0,05
Investice KJ s Micro T7	Ni	[Kč]	1000000
Potřeba tepla celkem	Q _{tm}	[kWh]	400100
Elektřina vyrobená ve T1		[kWh]	84798
Elektřina vyrobená ve T2		[kWh]	42399
Roční spotřeba plynu v KJ		[kWh]	490575
Spotřeba plynu v kotlích		[kWh]	78520
Náklady na plyn v kotlích		[Kč]	94224
Náklady na plyn v KJ		[Kč]	588690
Provozní náklady KJ		[Kč]	20000
Náklady celkem		[Kč]	702914
Výnosy z vyrobené elektřiny		[Kč]	490638
Nové náklady	N ₂	[Kč]	212276

Rok		2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Rok užívání		0	1	2	3	4	5	6	7	8
Předpokládaná cena za kWh plynu	[Kč]	1,200	1,260	1,323	1,389	1,459	1,532	1,608	1,689	1,773
Předpokládaná cena za kWh el. ve VT	[Kč]	4,083	4,287	4,502	4,727	4,963	5,211	5,472	5,745	6,032
Předpokládaná cena příspěvku k ceně el.	[Kč]	1,636	1,718	1,804	1,894	1,989	2,088	2,192	2,302	2,417
Předpokládaná cena za kWh el. ve NT	[Kč]	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59
Náklady na plyn v kotlích	[Kč]	94224	98936	103882	109076	114530	120257	126270	132583	139212
Náklady na plyn v KJ	[Kč]	588690	618125	649031	681482	715556	751334	788901	828346	869763
Provozní náklady KJ	[Kč]	20000	21000	22050	23153	24310	25526	26802	28142	29549
Výnos z vyrobené elektřiny ve VT	[Kč]	396259	413570	431747	450833	470873	491915	514010	537209	561567
Výnos z vyrobené elektřiny ve NT	[Kč]	94380	97848	101489	105313	109328	113544	117970	122618	127498
Nové náklady	N ₂	[Kč]	212276	226642	241726	257565	274195	291658	309993	329245
Původní náklady	N ₁	[Kč]	503811	529002	555452	583224	612385	643005	675155	708913
Rozdíl původ. a nových nákl.	[Kč]	291535	302360	313725	325659	338190	351347	365162	379668	394899
Cash flow - návratnost		-708465	-406105	-92380	233280	571470	922817	1287979	1667647	2062546

Příloha H – Ekonomické zhodnocení variant**Provoz KJ a Micro T30**

Spalné teplo plynu	Q_{sp}	[kWh m ³]	10,55			
Účinnost KJ	η_k	[-]	0,955			
Cena za kWh plynu		[Kč]	1,2			
			jmen.výkon	70% výkon	40% výkon	SUMA
Spotřeba plynu KJ	V_{pl}	[m ³ ·h ⁻¹]	10,2	5,9	3,9	
Provozní doba KJ		[h]	2060	4220	2420	8700
Roční spotřeba plynu v KJ	V_{pl}	[m ³]	21012	24898	9438	21705
Roční spotřeba plynu v KJ		[kWh]	221677	262674	99571	583921
Náklady na plyn		[Kč]	266012	315209	119485	700706
Vyrobená tepelná energie		[kWh]	142668	169053	64083	375804
Vyrobená elektrická energie celkem		[kWh]	69033	81800	31008	181841
Vyrobená elektrická energie v VT		[kWh]	121227			
Cena elektřiny ve VT		[Kč/kWh]	4,083			
Příspěvek k ceně elektřiny		[Kč/kWh]	0,59			
Cena vyrobené elektřiny v VT		[Kč]	566495			
Vyrobená elektrická energie v NT		[kWh]	60614			
Cena elektřiny ve NT		[Kč/kWh]	1,636			
Příspěvek k ceně elektřiny		[Kč/kWh]	0,59			
Cena vyrobené elektřiny v NT		[Kč]	134926			
Výnos z vyrobené elektřiny		[Kč]	701420			
Potřeba tepla celkem	Q_{tm}	[kWh]	400100			
Pokrytí potřeb tepla provozem KJ		[kWh]	375804			
Pokrytí potřeb tepla provozem kotlů		[kWh]	24296			
Spotřeba plynu v kotlích		[kWh]	26125			
Náklady na plyn v kotlích		[Kč]	31349			
Náklady na plyn v KJ		[Kč]	700706			
Provozní náklady KJ		[Kč]	30000			
Náklady celkem		[Kč]	762055			
Výnos z vyrobené elektřiny		[Kč]	701420			
Nové náklady	N_2	[Kč]	60635			

Příloha H – Ekonomické zhodnocení variant**Návratnost s růstem cen Micro T30**

Cena za kWh plynu	[Kč]	1,2
Cena elektřiny ve VT	[Kč/kWh]	4,083
Cena elektřiny ve NT	[Kč/kWh]	1,636
Příspěvek k ceně elektřiny	[Kč/kWh]	0,59
Předpokládaný roční růst cen energií	[-]	0,05

Rok		2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Rok užívání		0	1	2	3	4	5	6	7	8
Předpokládaná cena za kWh plynu	[Kč]	1,200	1,260	1,323	1,389	1,459	1,532	1,608	1,689	1,773
Předpokládaná cena za kWh el. ve VT	[Kč]	4,083	4,287	4,502	4,727	4,963	5,211	5,472	5,745	6,032
Předpokládaná cena za kWh el. ve NT	[Kč]	1,636	1,718	1,804	1,894	1,989	2,088	2,192	2,302	2,417
Předpokládaná cena příspěvku na el.	[Kč]	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59
Náklady na plyn v kotlích	[Kč]	31349	32917	34563	36291	38105	40011	42011	44112	46317
Náklady na plyn v KJ	[Kč]	700706	735741	772528	811154	851712	894298	939013	985963	1035261
Provozní náklady KJ	[Kč]	30000	31500	33075	34729	36465	38288	40203	42213	44324
Výnos z vyrobené elektřiny ve VT	[Kč]	566495	591243	617229	644514	673164	703246	734832	767997	802821
Výnos z vyrobené elektřiny ve NT	[Kč]	134926	139884	145090	150557	156296	162323	168651	175295	182272
Nové náklady	N ₂	[Kč]	60635	69031	77847	87103	96823	107028	117744	128995
Původní náklady	N ₁	[Kč]	503811	529002	555452	583224	612385	643005	675155	708913
Rozdíl původ. a nových nákl.	[Kč]	443176	459971	477605	496121	515563	535977	557411	579917	603549
Cash flow - návratnost		-1056824	-596853	-119248	376873	892436	1428412	1985823	2565741	3169290